

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Luka Mihoci

Zagreb, 2013.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Doc. dr. sc. Darko Kozarac, dipl. ing.

Student:

Luka Mihoci

Zagreb, 2013.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se svojem mentoru dr. sc. Darku Kozarcu na izdvojenom vremenu, strpljenju i brojnim stručnim savjetima kako bi me uputio kvalitetnoj i uspješnoj izradi diplomskog rada.

Posebno se zahvaljujem svojoj obitelji na podršci tokom cijelog studija i izrade ovog rada.

Luka Mihoci



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

| | |
|--|--------|
| Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje | |
| Datum | Prilog |
| Klasa: | |
| Ur.broj: | |

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Luka Mihoci**

Mat. br.: 0035168248

Naslov rada na
hrvatskom jeziku: **Analiza rada HCCI motora pri pogonu etanolom**

Naslov rada na
engleskom jeziku: **Analysis of HCCI engine operation powered by Ethanol**

Opis zadatka:

Zbog sve raširenije upotrebe motora s unutarnjim izgaranjem i njihovog negativnog utjecaja na okoliš, njihov razvoj usmjeren je ka smanjenju ukupne potrošnje goriva i emisije štetnih produkata izgaranja. U tom smislu izgledna je primjena motora s izgaranjem homogene smjese kompresijskim paljenjem (engl. Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion ili skraćeno HCCI izgaranje) koje je još uvijek u razvojnoj fazi, a ima potencijal postizanja upravo tih značajki. Ovaj tip izgaranja moguće je ostvariti s raznim gorivima, a mogućnost postizanja izgaranja te značajke rada motora ovise o radnim uvjetima motora kao što su, tlak usisa, temperatura usisa, masa zaostalih produkata izgaranja, faktor pretička zraka te brzina vrtnje motora. S obzirom na veliki broj parametara koji utječu na značajke rada planovi pokusa u eksperimentalnim ispitivanjima imaju veliki broj točaka. Nakon ispitivanja rezultati se preračunavaju i dodatno obrađuju kako bi se izvukli određeni zaključci. U radu je potrebno primijeniti metode naknadne obrade rezultata kako bi se iz rezultata mjerenja izračunale značajke rada motora u različitim radnim uvjetima. Pri tome je potrebno izračunati promjene srednjeg indiciranog tlaka, indicirane potrošnje goriva, faze izgaranja, te svih ostalih veličina važnih pri analizi rada HCCI motora. Na temelju izračunatih rezultata potrebno je definirati radne točke za optimalan režim rada pri promjeni opterećenja uz kriterij najmanje specifične indicirane potrošnje goriva. S obzirom da se za namještanje radnih točaka motora pri laboratorijskom ispitivanju koristio vanjski kompresor i grijač, potrebno je provesti proračun snage potrebne za grijač i pogon kompresora, u izmjerenim uvjetima rada, te ranije dobivene rezultate indiciranog stupnja djelovanja ponovno izračunati uzevši u obzir gubitke koje bi ti elementi stvorili. Rad treba sadržavati sljedeće tematske cjeline:

1. Opis HCCI izgaranja i motora.
2. Opis metoda eksperimentalnih ispitivanja korištenih pri dobivanju rezultata iz ovog rada
3. Opis metoda proračuna izmjerenih veličina
4. Opis proračuna snage kompresora i grijača
5. Prikaz i analiza rezultata
5. Zaključak

Potrebno je navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

Rok predaje rada:

Predviđeni datumi obrane:

19. rujna 2013.

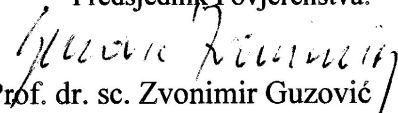
21. studenog 2013.

27., 28. i 29. studenog 2013.

Zadatak zadao:

Predsjednik Povjerenstva:


Doc. dr. sc. Darko Kozarac


Prof. dr. sc. Zvonimir Guzović

SADRŽAJ

| | |
|--|------|
| POPIS SLIKA | IV |
| POPIS TABLICA..... | VII |
| POPIS OZNAKA | VIII |
| SAŽETAK..... | XII |
| SUMMARY | XIII |
| 1. UVOD..... | 1 |
| 2. HCCI izgaranje i motori | 4 |
| 2.1. Povijesni razvoj HCCI | 4 |
| 2.2. Princip rada HCCI motora | 7 |
| 2.3. Prednosti HCCI motora..... | 8 |
| 2.4. Nedostaci HCCI motora i moguća rješenja..... | 9 |
| 2.5. Numeričke simulacije HCCI izgaranja | 14 |
| 3. Ispitivanje motora na motornoj kočnici..... | 17 |
| 3.1. Ispitni laboratorij..... | 17 |
| 3.2. Mjerna oprema | 19 |
| 4. Plan provođenja eksperimenta..... | 35 |
| 4.1. Cilj eksperimenta | 35 |
| 4.2. Eksperimentalno ispitivanje HCCI motora | 35 |
| 4.3. Plan eksperimenta | 42 |
| 5. Eksperimentalni rezultati i analiza | 43 |
| 5.1. Obrada izmjerenih podataka | 43 |
| 5.2. Analiza rezultata | 63 |
| 6. ZAKLJUČAK..... | 103 |
| LITERATURA..... | 106 |

POPIS SLIKA

| | | |
|-------------|--|----|
| Slika 2.1. | Razlika u principu rada između Ottovog, Dieselovog i HCCI motora [15]. | 7 |
| Slika 2.2. | Shema usisnog sustava: a) s grijanjem usisanog zraka pomoću ispušnih plinova preko izmjenjivača topline[14], b) s povratom ispušnih plinova u usisani zrak. .. | 10 |
| Slika 3.1. | Shema ispitnog laboratorija [21]. | 18 |
| Slika 3.2. | Princip mjerenja momenta na motornoj kočnici [21]. | 20 |
| Slika 3.3. | Shema hidrokinetičke motorne kočnice [21]. | 20 |
| Slika 3.4. | Shema elektromotorne kočnice [22]. | 21 |
| Slika 3.5. | Shema elektromagnetske motorne kočnice [23]. | 22 |
| Slika 3.6. | Shema piezo električnog ili otpornog osjetnika tlaka [24]. | 24 |
| Slika 3.7. | Shema optičkog enkodera [25]. | 25 |
| Slika 3.8. | Shema termopara tipa K [26]. | 26 |
| Slika 3.9. | Shema uređaja za određivanje sastava ispušnih plinova [23]. | 28 |
| Slika 3.10. | Shema uređaja za ultrazvučno mjerenje volumenskog protoka[33]. | 31 |
| Slika 3.11. | Shema sustava za mjerenje potrošnje goriva [21]: a) Volumetrijsko mjerilo, b) Gravimetrijsko mjerilo | 32 |
| Slika 3.12. | Princip rada Coriolisovog mjerila protoka. | 33 |
| Slika 3.13. | Shema lambda sonde [19]. | 34 |
| Slika 4.1. | Shema motora s ugrađenim osjetnicima i aktuatorima za prikupljanje podataka[17]. | 36 |
| Slika 4.2. | Tok oslobađanja topline i određivanje položaja faze izgaranja (CA50) [35]. | 38 |
| Slika 4.3. | Blok dijagram regulacijskog kruga za kontrolu položaja faze izgaranja (CA50) [39]. | 38 |
| Slika 4.4. | Shema sustava za mjerenje masene potrošnje goriva. | 41 |
| Slika 5.1. | Shema podjele toka tlaka i volumena na male vremenske intervale[5]. | 44 |
| Slika 5.2. | Mapa rada motora s prikazom potrebnog tlaka usisa i faktora zraka za ostvarenje zadanog bruto srednjeg indiciranog tlaka. | 60 |
| Slika 5.3. | Indikatorski dijagram. | 61 |
| Slika 5.4. | Indikatorski dijagram s prikazom položaja otvaranja ventila u logaritamskom mjerilu. | 62 |
| Slika 5.5. | Tok tlaka kompresije i ekspanzije s linijom trenda i pripadajućom jednadžbom u logaritamskom mjerilu. | 62 |
| Slika 5.6. | Ovisnost bruto srednjeg indiciranog tlaka o faktoru zraka (ϕ) i fazi izgaranja (CA50) pri tlaku usisa: a) $p_u=1,4$ bar, b) $p_u=1,8$ bar, uz prikazane granice mogućeg rada. | 63 |
| Slika 5.7. | Ovisnost bruto srednjeg indiciranog tlak o faktoru zraka (ϕ) i tlaku usisa pri kutu faze izgaranja (CA50) od: a) $8,75^\circ\text{KV}$, b) $9,5^\circ\text{KV}$, uz prikazane granice mogućeg rada. | 64 |
| Slika 5.8. | Ovisnost bruto srednjeg indiciranog tlak o položaju faze izgaranja (CA50) i tlaku usisa pri faktoru zraka od: a) $\phi=0,32$, b) $\phi=0,35$, c) $\phi=0,4$, uz prikazane granice mogućeg rada. | 65 |

| | |
|---|----|
| Slika 5.9. Ovisnost bruto indiciranog stupnja djelovanja o položaju faze izgaranja i faktoru zraka pri tlaku usisa od 1,8 bar..... | 66 |
| Slika 5.10. Ovisnost bruto indiciranog stupnja djelovanja o položaju faze izgaranja (CA50) i tlaku usisa pri konstantnom faktoru zraka od: a) $\phi=0,3$, b) $\phi=0,35$, c) $\phi=0,37$, d) $\phi=0,429$ | 67 |
| Slika 5.11. Ovisnost bruto indiciranog stupnja djelovanja o faktoru zraka i tlaku usisa pri kutu faze izgaranja (CA50) od: a) 5°KV, b) 8,75°KV. | 68 |
| Slika 5.12. Ovisnost stabilnost rada motora (lijevo intenzitet detonacije, desno koeficijent varijacije tlaka) o fazi izgaranja (CA50) i faktoru zraka (ϕ) pri tlaku usisa $p_u=1,8$ bar, uz prikaz gornjih granica stabilnog rada. | 69 |
| Slika 5.13. Ovisnost stabilnost rada motora (intenziteta detonacije i koeficijent varijacije tlaka) o fazi izgaranja (CA50) i tlaku usisa pri faktoru zraka (ϕ) 0,32, uz prikaz gornje granica stabilnog rada. | 70 |
| Slika 5.14. Ovisnost stabilnost rada motora (intenziteta detonacije i koeficijent varijacije tlaka) o fazi izgaranja (CA50) i tlaku usisa pri faktoru zraka (ϕ) 0,429, uz prikaz gornje granica stabilnog rada. | 71 |
| Slika 5.15. Ovisnost stabilnosti rada motora (intenziteta detonacije i koeficijent varijacije tlaka) o faktoru zraka (ϕ) i tlaku usisa pri kutu faze izgaranja od 7 °KV, uz prikaz gornje granica stabilnog rada. | 72 |
| Slika 5.16. Ovisnost stabilnosti rada motora (intenziteta detonacije i koeficijent varijacije tlaka) o faktoru zraka (ϕ) i tlaku usisa pri kutu faze izgaranja od 8,75 °KV, uz prikaz gornje granica stabilnog rada. | 72 |
| Slika 5.17. Ovisnost emisije neizgorenih ugljikovodika (HC) o faktoru zraka (ϕ) i položaju faze izgaranja pri tlaku usisa od: a) $p_u=1,4$ bar, b) $p_u=1,8$ bar. | 74 |
| Slika 5.18. Ovisnost emisije ugljikovog monoksida (CO) o faktoru zraka (ϕ) i položaju faze izgaranja (CA50) pri tlaku usisa od: a) $p_u=1,4$ bar, b) $p_u=1,8$ bar..... | 74 |
| Slika 5.19. Ovisnost emisije neizgorenih ugljikovodika (HC) o položaju faze izgaranja (CA50) i tlaku usisa pri konstantnom faktoru zraka od: a) $\phi=0,3$, b) $\phi=0,429$. .. | 75 |
| Slika 5.20. Ovisnost emisije ugljikovog monoksida (CO) o položaju faze izgaranja (CA50) i tlaku usisa | 76 |
| Slika 5.21. Ovisnost emisije neizgorenih ugljikovodika (HC) o faktoru zraka (ϕ) i tlaku usisa pri kutu faze izgaranja (CA50) od: a) 5°KV, b) 8,75°KV..... | 77 |
| Slika 5.22. Ovisnost emisije ugljikovog monoksida (CO) o faktoru zraka (ϕ) i tlaku usisa pri kutu faze izgaranja (CA50) od: a) 5°KV, b) 8,75°KV..... | 78 |
| Slika 5.23. Utjecaj najveće temperature u cilindru na emisiju: a) neizgorenih ugljikovodika (HC), b) ugljikovog monoksida (CO). | 78 |
| Slika 5.24. Ovisnost emisije dušikovih oksida (NO_x) o faktoru zraka (ϕ) i položaju faze izgaranja (CA50) pri tlaku usisa od: a) $p_u=1,4$ bar, b) $p_u=1,8$ bar..... | 80 |
| Slika 5.25. Ovisnost emisije dušikovih oksida (NO_x) o faktoru zraka (ϕ) i tlaku usisa pri kutu faze izgaranja (CA50) od: a) 5°KV, b) 8,75°KV. | 81 |
| Slika 5.26. Ovisnost emisije dušikovih oksida (NO_x) o fazi izgaranja (CA50) i tlaku usisa pri faktoru zraka (ϕ) od: a) 0,35, b) 0,4. | 81 |
| Slika 5.27. Ovisnost emisije dušikovih oksida (NO_x) o najvećoj temperaturi u cilindru..... | 82 |
| Slika 5.28. Ovisnost potrebne snage kompresora o potrebnom tlaku usisa i fazi izgaranja (CA50) pri faktoru zraka (ϕ) od 0,35..... | 83 |
| Slika 5.29. Ovisnost potrebne snage kompresora o fazi izgaranja (CA50) i faktoru zraka (ϕ)..... | 84 |

| | |
|--|-----|
| Slika 5.30. Ovisnost potrebne snage grijača o tlaku usisa i faktoru zraka (ϕ) pri položaju faze izgaranja (CA50) od 8,75 °KV..... | 85 |
| Slika 5.31. Ovisnost potrebne snage grijača o fazi izgaranja (CA50) i faktoru zraka (ϕ) pri tlaku usisa od 1,8 bar. | 87 |
| Slika 5.32. Ovisnost potrebne snage kompresora i grijača o faktoru zraka (ϕ) i tlaku usisa pri fazi izgaranja (CA50) od 8,75 °KV..... | 87 |
| Slika 5.33. Ovisnost potrebne snage kompresora i grijača o faktoru zraka (ϕ) i fazi izgaranja (CA50) pri tlaku usisa od 1,8 bar. | 88 |
| Slika 5.34. Ovisnost preostale bruto indicirane snage o faktoru zraka (ϕ) i fazi izgaranja (CA50) pri tlaku usisa od 1,8 bar. | 89 |
| Slika 5.35. Ovisnost preostale bruto indicirane snage o tlaku usisa i fazi izgaranja (CA50) pri faktoru zraka od (ϕ) od 0,35. | 89 |
| Slika 5.36. Ovisnost preostale bruto indicirane snage o tlaku usisa i faktoru zraka (ϕ) pri fazi izgaranja (CA50) od 8,75 °KV..... | 90 |
| Slika 5.37. Ovisnost bruto indiciranog stupnja djelovanja o tlaku usisa i faktoru zraka (ϕ) pri fazi izgaranja (CA50) od 8,75 °KV, a) s utjecajem kompresora i grijača, b) bez utjecaja kompresora i grijača..... | 91 |
| Slika 5.38. Ovisnost udjela snage kompresora i grijača u bruto indiciranoj snazi o tlaku usisa i najmanjem i najvećem faktoru zraka (ϕ) za svaki tlak usisa. | 92 |
| Slika 5.39. Promjena tlaka usisa i: a) faktora zraka (ϕ), b) faze izgaranja (CA50), u ovisnosti o traženom bruto srednjem indiciranom tlaku..... | 93 |
| Slika 5.40. Promjena bruto indiciranog stupnja djelovanja ($\eta_{i,b}$) u ovisnosti o traženom bruto srednjem indiciranom tlaku ($p_{i,b}$)..... | 94 |
| Slika 5.41. Promjena tlaka usisa i: a) faktora zraka (ϕ) b) faze izgaranja (CA50) u ovisnosti o traženom bruto srednjem indiciranom tlaku umanjenom za snagu kompresora i grijača. | 96 |
| Slika 5.42. Promjena bruto indiciranog stupnja djelovanja ovisnosti o traženom bruto srednjem indiciranom tlaku umanjenom za snagu kompresora i grijača. | 97 |
| Slika 5.43. Promjena politropskih eksponenata kompresije i ekspanzije u ovisnosti o faktoru zraka (ϕ) pri fazi izgaranja (CA50) i tlaku usisa (p_u) od: a) CA50=8,8 °KV, p_u =1,4 bar, b) CA50≈10,5 °KV, p_u =1,8 bar. | 98 |
| Slika 5.44. Odstupanje politropskih eksponenata kompresije i ekspanzije od izentropskog eksponenta u ovisnosti o faktoru zraka (ϕ) pri fazi izgaranja (CA50) i tlaku usisa (p_u) od: a) CA50=8,8 °KV, p_u =1,4 bar, b) CA50≈10,5 °KV, p_u =1,8 bar..... | 99 |
| Slika 5.45. Promjena politropskih eksponenata kompresije i ekspanzije u ovisnosti o fazi izgaranja (CA50) pri faktoru zraka (ϕ) i tlaku usisa (p_u) od: a) ϕ ≈0,32, p_u =1,4 bar, b) ϕ ≈0,34, p_u =1,8 bar..... | 100 |
| Slika 5.46. Odstupanje politropskih eksponenata kompresije i ekspanzije od izentropskog eksponenta u ovisnosti o fazi izgaranja (CA50) pri faktoru zraka (ϕ) i tlaku usisa (p_u) od: a) ϕ ≈0,32, p_u =1,4 bar, b) ϕ ≈0,34, p_u =1,8 bar. | 101 |
| Slika 5.47. Promjena politropskih eksponenata kompresije i ekspanzije u ovisnosti o tlaku usisa (p_u) pri faktoru zraka (ϕ) i fazi izgaranja (CA50) od: a) ϕ =0,28, CA50=7,3 °KV, b) ϕ ≈0,35, CA50≈8,5 °KV..... | 101 |
| Slika 5.48. Odstupanje politropskih eksponenata kompresije i ekspanzije od izentropskog eksponenta u ovisnosti o tlaku usisa (p_u) pri faktoru zraka (ϕ) i fazi izgaranja (CA50) od: a) ϕ =0,28, CA50=7,3 °KV, b) ϕ ≈0,35, CA50≈8,5 °KV. | 102 |

POPIS TABLICA

| | |
|---|----|
| Tablica 4.1. Specifikacija ispitnog motora..... | 36 |
| Tablica 4.2. Raspon parametara ispitanih na HCCI motoru. | 42 |
| Tablica 5.1. Ulazni parametri za proračun snage kompresora. | 54 |
| Tablica 5.2. Ulazni parametri za proračun snage grijača. | 55 |
| Tablica 5.3. Primjer odstupanja izmjerenih od postavljenih kontrolnih parametara. | 57 |
| Tablica 5.4. Postupak formatiranja rezultata srednjeg indiciranog tlaka pri tlaku usisa od 1,4 bar. | 58 |
| Tablica 5.5. Primjer matrice podataka za srednji indicirani tlak pri: a) konstantnom faktoru zraka, b) konstantnoj fazi izgaranja..... | 58 |
| Tablica 5.6. Kriterij za odabir radnih točaka pri izradi mape rada motora. | 59 |
| Tablica 5.7. Ekstrapolacija faktora zraka na vrijednost 0.335 pri tlaku usisa od 2.2 bar..... | 95 |
| Tablica 5.8. Radne točke za ostvarenje istog traženog bruto srednje indiciranog tlaka. | 95 |

POPIS OZNAKA

| Oznaka | Jedinica | Opis |
|-------------------------------------|----------------------|--|
| c_p | kJ/kgK | Specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku |
| $c_{p,i}$ | kJ/kgK | Specifični toplinski kapacitet pojedine komponente u smijesi pri konstantnom tlaku |
| $[c_p]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2}$ | kJ/kgK | Specifični toplinski kapacitet između temperature ϑ_1 i ϑ_2 |
| c_v | kJ/kgK | Specifični toplinski kapacitet pri konstantnom volumenu |
| CoV | % | Koeficijent varijacije tlaka |
| D | m | Promjer cilindra |
| f | ciklus/s | Frekvencija ciklusa |
| H | m | Hod cilindra |
| H_d | kJ/kg | Donja ogrjevna vrijednost goriva |
| h_i | kJ/kgK | Entalpija zraka u točki i |
| $h(\alpha)$ | m | Pomak klipa u ovisnosti o kutu koljenastog vratila α |
| I | W/m ² | Intenzitet harmoničkog vala |
| l | m | Duljina klipnjače |
| M_i | kg/kmol | Molna masa pojedine komponente |
| M_Z | kg/kmol | Molna masa zraka |
| m_i | kg | Masa pojedine komponente u smjesi |
| m_C^{UVZ} | kg | Masa smjese u cilindru u trenutku zatvaranja usisnog ventila |
| $m_{G,C}$ | kg | Masa goriva u cilindru |
| $m_{G,tren}$ | kg | Trenutna masa goriva u cilindru |
| m_{PI} | kg | Masa produkata izgaranja |
| $m_{Z,C}$ | kg | Masa zraka u cilindru |
| m_{Z+G} | kg | Masa zraka i goriva u cilindru |
| \dot{m}_G | kg _G /s | Maseni protok goriva |
| $\dot{m}_{G,h}$ | kg _G /h | Masena potrošnja goriva u jedinici vremena |
| \dot{m}_Z | kg _Z /s | Maseni protok zraka |
| n | 1/s | Brzina vrtnje motora |
| n_i | kmol | Trenutna količina kemijskog spoja u cilindru |
| $n_{i,zaost}$ | kmol | Zaostala količina kemijskog spoja u cilindru od prethodnog izgaranja |
| n'_i | kmol/kg _G | Količina kemijskog elementa u jedinici goriva prije |

| | | izgaranja |
|------------------------------|----------------|---|
| O_{stv} | kmol | Ukupna količina kisika u cilindru |
| O_{min} | kmol | Količina kisika potrebna za potpuno izgaranje goriva |
| P_i | W | Indicirana snaga |
| $P_{i,b}$ | W | Bruto indicirana snaga |
| P_{Gr} | W | Snaga grijača |
| P_K | W | Snaga kompresora |
| p | Pa | Tlak |
| p_c | Pa | Tlak u cilindru |
| p_c^{UVZ} | Pa | Tlak u cilindru u trenutku zatvaranja usisnog ventila |
| p_i | Pa | Srednji indicirani tlak |
| $p_{i,b}$ | Pa | Bruto srednji indicirani tlak |
| $p_{i,n}$ | Pa | Srednji indicirani tlak za svaki uzorak |
| p_j | Pa | Tlak u cilindru u točki j |
| p_u | Pa | Tlak u usisu |
| \bar{p}_i | Pa | Srednja vrijednost srednjeg indiciranog tlaka |
| $\frac{dp}{dt_{\text{max}}}$ | kPa/msec | Najveća brzina rasta tlaka |
| Δp | Pa | Amplituda pulsacije tlaka |
| Q | J | Toplinska energija |
| Q_w | J | Toplinska izmjena sa stjenkama prostora izgaranja |
| R | J/kgK | Plinska konstanta |
| R^{UVZ} | kJ/kgK | Plinska konstanta smjese u cilindru u trenutku zatvaranja usisnog ventila |
| R_i | kJ/kgK | Plinska konstanta pojedine komponente u smjesi |
| r | m | Polumjer osnovnog koljena koljenastog vratila |
| T | K | Temperatura |
| T_c | K | Temperatura u cilindru |
| T_c^{UVZ} | K | Temperatura u cilindru u trenutku zatvaranja usisnog ventila |
| T_m | - | Broj taktova motora |
| V | m ³ | Volumen cilindra |
| V^{UVZ} | m ³ | Volumen cilindra u trenutku zatvaranja usisnog ventila |
| $V(\alpha)$ | m ³ | Volumen cilindra u ovisnosti o kutu koljenastog vratila α |
| V_j | m ³ | Volumen cilindra u točki j |
| V_H | m ³ | Radni volumen cilindra |

| | | |
|-------------|-------------|--|
| V_K | m^3 | Kompresijski volumen cilindra |
| W_i | Nm | Indicirani rad za cijeli ciklus |
| $W_{i,b}$ | Nm | Bruto indicirani rad |
| $W_{i,j}$ | Nm | Indicirani rad u točki j |
| x | - | Broj atoma ugljika u sastavu goriva |
| x_i | - | Maseni udio pojedine komponente u smjesi |
| x_u | - | Broj uzoraka |
| $x(\alpha)$ | - | Udio izgorenog goriva u određenom položaju koljenastog vratila |
| y | - | Broj atoma vodika u sastavu goriva |
| Z | kg_Z/kg_G | Stvarna količina zraka za izgaranje 1 kg goriva |
| z | - | Broj atoma kisika u sastavu goriva |
| z_C | - | Broj cilindara |
| Z_0 | kg_Z/kg_G | Stehiometrijska količina zraka za izgaranje 1 kg goriva |
| Z_{stv} | kg | Ukupna količina zraka u cilindru |

Grčka slova

| Oznaka | Jedinica | Opis |
|----------------|-----------------|---|
| α | ° | Kut zakreta koljenastog vratila |
| β | - | Faktor skaliranja intenziteta harmoničkog vala |
| ε | - | Kompresijski omjer |
| σ_{p_i} | Pa | Standardna devijacije srednjeg indiciranog rada |
| η_m | - | Mehanički stupanj djelovanja |
| η_i | - | Indicirani stupanj djelovanja |
| $\eta_{i,b}$ | - | Bruto indicirani stupanj djelovanja |
| η_{iz} | - | Izentropski stupanj djelovanja |
| ϑ | °C | Temperatura |
| κ | - | Izentropski eksponent |
| λ | kg/kg | Faktor pretička zraka |
| λ_H | - | Omjer klipnjače |
| ρ | kg/m^3 | Gustoća |
| ϕ | kg/kg | Faktor zraka |

Kratice

| | | |
|------|---|---|
| CA50 | - | Položaj koljenastog vratila pri 50% oslobodenju topline (engl. Crank angle 50% heat release) |
| DMT | - | Donja mrtva točka |
| EGR | | Rrecirkulacija ispušnih plinova (engl. Exhaust gas recirculation) |
| GMT | - | Gornja mrtva točka |
| HCCI | - | Izgaranje homogene smjese s kompresijskim paljenjem (engl. Homogeneous charge compression ignition) |
| KV | - | Koljenasto vratilo |
| IVO | - | Ispušni ventil otvara |
| IVZ | - | Ispušni ventil zatvara |
| UVO | - | Usisni ventil otvara |
| UVZ | - | Usisni ventil zatvara |

SAŽETAK

S obzirom na današnju ekološku osviještenost i sve više prisutan efekt staklenika, motorima s unutarnjim izgaranjem postavljaju se sve veći zahtjevi u pogledu emisija štetnih produkata izgaranja i potrošnje goriva. Osim usavršavanja postojećih procesa, sve više se istražuju i razvijaju novi procesi izgaranja. Jedan od tih procesa je proces izgaranja homogene smjese s kompresijskim paljenjem (HCCI). Taj proces ima veliki potencijal za ostvarenje niske emisije dušikovih oksida (NO_x) i povećanja stupnja djelovanja motora. S obzirom da je taj proces još u fazi istraživanja i razvoja, provodi se veliki broj eksperimentalnih ispitivanja u laboratorijima i vrši se analiza prikupljenih podataka, što je i tema ovoga rada.

Iako HCCI motor ima veliki potencijal, još uvijek postoje problemi koji sprečavaju njegovu široku primjenu. Izgaranje kod HCCI motora nastupa samozapaljenjem smjese uslijed kompresije. Kako samozapaljene ovisi o većem broju faktora, dolazi do problema s kontrolom samozapaljenja. To je glavni problem HCCI motora jer kod nekontroliranog izgaranja može doći do oštećenja motora. Osim problema s kontrolom postoji još i problem uskog područja rada, hladnog starta te emisije neizgorenih ugljikovodika (HC) i ugljikovog monoksida (CO). S ciljem rješavanja problema kontrole samozapaljenja provedeno je ispitivanje HCCI motora pogonjenog etanolom koje je izvršio mentor ovoga rada dr. sc. Darko Kozarac, a analiza rezultata provedena je od strane autora ovog rada.

U radu je prikazano ponašanje HCCI motora s promjenom faktora zraka (ϕ), tlaka usisa i faze izgaranja (CA50) pri konstantnoj brzini vrtnje. Analizirana je promjena srednjeg indiciranog tlaka, indiciranog stupnja djelovanja, emisije štetnih produkata izgaranja i stabilnost rada motora. Također analiziran je utjecaj potrebne snage kompresora i grijača na smanjenje indicirane snage i stupnja djelovanja. Analiza je pokazala da motor može imati široko područje opterećenja uz stabilan rad motora. Nabijanje se pokazalo kao učinkovita metoda postizanja veće snage motora, dok se visok stupanj djelovanja može ostvariti primjenom visokog faktora zraka. Emisija dušikovih oksida (NO_x) je bila vrlo niska, a emisija neizgorenih ugljikovodika (HC) i ugljikovog monoksida (CO) visoka za sve uvjete rada. Na temelju podataka dobivenih analizom izrađena je radna mapa motora koja prikazuje potrebne uvjete rada za ostvarenje određene snage motora uz stabilan rad.

Ključne riječi: HCCI, ispitivanje motora, analiza rezultata.

SUMMARY

In view of today's environmental awareness and increasing global greenhouse effect, internal combustion engines are imposed with increased demands in terms of harmful exhaust gas emissions and fuel consumption. Apart from improving of existing processes, new combustion processes are continuously explored and developed. One of these processes is the Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI). This process has great potential to achieve low emissions of nitrogen oxides (NO_x) and to increase engine efficiency. Considering that this process is still in the stage of research and development, a large number of experimental laboratory tests are carried out, and analysis of collected experimental data is preformed, which is the subject of this paper.

Although HCCI engine has great potential, there are still problems that prevent its widespread use. In the HCCI engine combustion occurs by auto-ignition of the air-fuel mixture due to compression. Auto-ignition depends on a number of factors, which cause problems with the auto-ignition control. This is the main problem of the HCCI engines because uncontrolled combustion can lead to engine damage. Apart from the problem with the control there is also the problem with the narrow work area, cold start and emissions of unburned hydrocarbons (HC) and carbon monoxide (CO). In order to resolve the problem with auto-ignition, the analysis of the HCCI engine powered by ethanol has been carried out by the supervisor of this study, PhD. Darko Kozarac, and analysis of the results was performed by the author of this paper.

The paper describes the behavior of the HCCI engine with the change of fuel-air equivalence ratio (ϕ), intake pressure and combustion phasing (CA50) at a constant rotational speed. Analyzed were changes of indicated mean effective pressure, indicated efficiency, exhaust gas emissions, and the stability of the engine operation. The impact of required compressor and heater power on the indicated power and efficiency were also analyzed. The analysis showed that the engine can have a wide range of load with a stable operation. Forced induction has proven to be an effective method to achieve greater engine power, while the high efficiency can be achieved by applying a high equivalence ratio. Emissions of nitrogen oxides (NO_x) were very low, and the emission of unburned hydrocarbons (HC) and carbon monoxide (CO) were high for all operating conditions. Based on data obtained with the analysis, an engine map has been made which shows the necessary conditions for accomplishing desired engine power with stable engine operation.

Keywords: HCCI, engine testing, analysis of the results.

1. UVOD

Motori s unutarnjim izgaranjem su jedan od ključnih pokretača modernog industrijskog društva. Današnji životni standard ne bi postigli bez transporta kojeg obavljaju milijuni vozila pokretanih motorima s unutarnjim izgaranjem. Zbog prednosti koje nam pružaju vozila i strojevi pokretani s motorima s unutarnjim izgaranjem, današnji život bez njih je nezamisliv. Iako su motori s unutarnjim izgaranjem ljudskom društvu donijeli mnogo koristi, isto tako prouzročili su i štetne posljedice na ljudsko zdravlje, prirodu i okoliš. Tu se prvenstveno misli na emisiju štetnih plinova koji nastaju izgaranjem goriva u motoru, kao što su ugljikov monoksid i dioksid (CO i CO_2), dušikovi oksidi (NO_x), neizgoreni ugljikovodici (HC) i krute čestice. Ugljikov dioksid (CO_2) posebice negativno utječe na okoliš jer uzrokuje efekt staklenika u planetarnoj atmosferi. Druga štetna posljedica je iskorištavanje zaliha nafte, kojoj zbog sve manjih kapaciteta raste cijena, što se negativno odražava na svjetsku ekonomiju. Zbog toga je od globalnog značenja smanjenje emisije štetnih plinova i potrošnje goriva motora s unutarnjim izgaranjem. Kako bi se očuvao okoliš i zdravlje ljudi te smanjio efekt staklenika, propisane su mnoge norme kojima se emisija štetnih plinova ograničava ,.

Zbog prethodno nabrojenih štetnih posljedica i sve strožih normi, ulažu se veliki naponi u usavršavanje postojećih motora s unutarnjim izgaranjem, te u razvoj novih procesa izgaranja a sve to s ciljem smanjenja emisija štetnih plinova i potrošnje goriva. Dvije vrste motora s unutarnjim izgaranjem koji se danas najčešće koriste su: motori s kompresijskim paljenjem (Diesel) i motori s vanjskim izvorom zapaljenja smjese (Otto).

Kod konvencionalnih motora s vanjskim zapaljenjem smjese (Otto), izgaranje se odvija kao širenje plamenog vala. Početak izgaranja kod takvih motora je kontroliran trenutkom preskakanja iskre na svjećici. Kako bi se smanjila emisija ugljikovog monoksida (CO) i neizgorenih ugljikovodika (HC) u ispušni sustav se ugrađuje trokomponentni katalizator koji te plinove pretvara u ugljikov dioksid (CO_2) i voden paru (H_2O), a ujedno smanjuje i emisiju dušikovih oksida (NO_x). Za ispravan rad katalizatora motor mora raditi sa stehiometrijskom smjesom¹ ($\lambda=1$). S obzirom da je smjesa goriva i zraka u stehiometrijskom omjeru, te dobro izmiješana, emisija čestica je niža nego kod Diesel motora. Korištenjem nepromjenljivog omjera goriva i zraka snaga motora se može regulirati samo promjenom protoka zraka koji

¹ Stehiometrijska smjesa je smjesa koja sadrži točno toliko kisika iz zraka koliko je potrebno za potpuno izgaranje goriva u cilindru (potrebno je približno 14.7 kg zraka za 1 kg goriva).

ulazi u cilindar. Regulacija se vrši pomoću zaklopke u usisnom sustavu. Upotreba zaklopke rezultira povećanjem negativnog rada izmjene radnog medija, a samim time smanjuje se učinkovitost motora. Zbog toga je glavni nedostatak takvih motora niska učinkovitost pri djelomičnom opterećenju. Kompresijski omjer kod Ottovog motora ograničen je s detonantnim izgaranjem² i kreće se između 8 i 12. Nizak kompresijski omjer dodatno smanjuje učinkovitost.

Tipičan predstavnik motora s kompresijskim paljenjem je Dieslov motor. Deselovi motori rade s kompresijskim omjerom do 24, što je mnogo više u odnosu na Ottove motore. Kod Dieslovih motora izgaranje nastupa ubrizgavanjem goriva u vrući zrak koji se zagrije uslijed kompresije u cilindru. Proces koji nastupa od trenutka izlaska goriva iz brizgaljke do trenutka zapaljenja je kompleksan. Proces uključuje formiranje kapljica goriva, njihovo sudaranje, raspadanje, isparavanje, te širenje para goriva. Brzina izgaranja je ograničena s tim procesom.. Zbog toga se smjesa može podijeliti na područje s niskim udjelom goriva gdje se formiraju sitne kapljice goriva i na područje s velikim udjelom goriva gdje se formiraju veće kapljice goriva. U području s niskim udjelom goriva dio zraka i sitnih kapljica goriva se dobro izmiješa i brzo izgara. Kapljice u području s velikim udjelom goriva ne stignu se dobro raspršiti, ispariti i izmiješati sa zrakom, nego izgore uz nedostatak kisika. Rezultat toga je nastanak čađe. Dio čađe može oksidirati uslijed visokih temperatura izgaranja u cilindru koje dosežu do 2700 K, ali to rezultira s većom emisijom dušikovih oksida (NO_x). Zbog toga je potrebno napraviti kompromis između emisija tih dviju veličina.

Stoga bilo bi idealno kada bi se razvio proces izgaranja koji bi kombinirao visoku učinkovitost Dieslovih motora i nisku emisiju Ottovih motora s katalizatorom. Jedan takav procesa izgaranja koji ima potencijal smanjiti emisiju štetnih plinova i potrošnju goriva je proces *izgaranja homogene smjese s kompresijskim paljenjem*, takozvani HCCI proces (engl. *Homogeneous Charge Compression Ignition*). Proces radi na principu da se u cilindar usiše smjesa goriva i zraka koja u cilindru postaje homogena, te se komprimira do točke samozapaljenja. Izgaranje u cilindru nastupa na više mjesta odjedanput pa zbog toga cijela smjesa izgori gotovo istovremeno, tj. smjesa izgori bez širenja plamene fronte. Motor može raditi s vrlo siromašnom smjesom, zbog čega su temperature izgaranja niže, a to rezultira manjom emisijom dušikovih oksida NO_x . HCCI motori imaju i veću učinkovitost u odnosu na

² Detonantno izgaranje predstavlja nenormalni oblik izgaranja u cilindru kod kojeg smjesa prebrzo izgori, te dolazi do naglog porasta tlaka koji može uzrokovati oštećenja u motoru.

Ottove motore, a razlog za to je uklanjanje zaklopke u usisu, viši kompresijski omjer i niže temperature izgaranja koje rezultiraju manjim toplinskim gubitcima motora.

HCCI proces se istražuje i razvija tek posljednjih tridesetak godina, a potrebno ga je još usavršiti jer ima određene nedostatke. Glavni nedostatak je kontrola izgaranja. Izgaranje bi moralo započeti pri određenom kutu zakreta koljenastog vratila, a to je zahtjevno za kontrolirati jer je početak izgaranja određen trenutkom samozapaljenja smjese. Trenutak samozapaljenja smjese ovisi o temperaturi i tlaku u cilindru, opterećenju motora, omjeru goriva i zraka, te homogenosti smjese u cilindru. Ako se ti parametri prikladno ne kontroliraju može nastupiti prebrzo izgaranje, što ima za posljedicu veće oscilacije tlaka u cilindru, a time i povećanja buke. Te oscilacije tlaka slične su detonantnom izgaranju, pa ako se pravovremeno ne smanje može doći do trajnog oštećenja motora. Ostali nedostaci HCCI motora su smanjeno područja rada, nedostatak snage i emisije ugljikovog monoksida (CO) i neizgorenih ugljikovodika (HC). Zbog nabrojenih nedostataka vrše se eksperimentalna istraživanja s različitim postavkama motora i s različitim gorivima kako bi se dobila optimalna konfiguracija HCCI motora koja bi savladala postojeće nedostatke i omogućila širu primjenu HCCI motora. Također razvijaju se i simulacijski modeli koji uz pomoć računala simuliraju HCCI proces izgaranja u cilindru, te na taj način ubrzavaju istraživanje i usavršavanje HCCI procesa.

Cilj ovog rada je analizirati utjecaj promjene faktora zraka (ϕ), tlaka usisa i faze izgaranja (CA50) na srednji indicirani tlak, indicirani stupanj djelovanja, stabilnost rada motora i emisije štetnih produkata izgaranja. Analiza će pokazati pri kojim uvjetima je moguć stabilan rad motora uz visoki stupanj djelovanja, te nisku emisiju štetnih produkata izgaranja. A pomoću tih podataka moguć je odabir strategije upravljanja motorom te izrada radne mape motora koja bi omogućila primjenu ispitnog motora.

U daljnjem radu detaljnije je opisan proces izgaranja i princip rada HCCI motora. Opisan je i princip eksperimentalnog ispitivanja motora, te mjerenje i prikupljanje ispitnih veličina. Zatim je prikazana obrada i preračun podataka prikupljenih mjerenjem. Izmjereni i preračunati podaci su zatim formatirani kako bi se mogli usporediti te izvršiti analiza tih podataka. Na kraju rada analiziran je utjecaj kontrolnih parametara na ponašanje HCCI motora pogonjenog etanolom pri promjenljivoj opterećenju uz konstantnu brzinu vrtnje.

2. HCCI izgaranje i motori

2.1. Povijesni razvoj HCCI

Već početkom 20. stoljeća postojali su motori koji su po načinu rada odgovarali HCCI motoru. No, prvo dokumentirano istraživanje HCCI motora provedeno je od strane Onishia i suradnika [1] koji su 1979. godine otkrili HCCI izgaranje kao alternativni način izgaranja za dvotaktne Ottove motore. Otkrili su da takav način izgaranja ima značajno manju emisiju štetnih ispušnih plinova i manju potrošnju goriva. Stabilan rad HCCI motora bio je moguć između niskog i visokog opterećenja. Noguchi i suradnici [2] također su 1979. godine radili istraživanja HCCI izgaranja na dvotaktnim protuklipnim motorima. Koristili su spektroskopsku analizu izgaranja, te su otkrili da izgaranje nastupa odjedanput na više točaka u cilindru bez plamenog vala tokom izgaranja. Također je otkrivena niska emisija štetnih ispušnih plinova i visoka učinkovitost HCCI izgaranja.

Od tada je uloženo mnogo rada u istraživanje HCCI motora, posebice četverotaktnih motora. Nakon njih su Najt i Foster [3] 1983. godine istraživali rad četverotaktnog HCCI motora s predgrijanim zrakom i recirkulacijom ispušnih plinova. Oni su pokušali shvatiti osnovnu fiziku HCCI izgaranja. Otkrili su da je HCCI izgaranje kemijsko kinetički proces izgaranja koji je kontroliran temperaturom, tlakom i sastavom smjese punjenja cilindra. Zatim je 1989. godine Thring [4] istražio uvjete samozapaljenja u jedno-cilindarskom, četverotaktnom CLR motoru³, pri različitim uvjetima rada. Ispitivanje je proveo s benzinom i dizelom i prvi je predložio da se pri većem opterećenju koristi vanjski izvor zapaljenja smjese. Oba istraživanja otkrila su da je glavni nedostatak kontrola paljenja, te ograničeno područje rada motora.

Do 1995. godine objavljeno je nekoliko desetaka istraživačkih radova vezanih uz HCCI motore koje je sažeo Hultqvist [5]. U tim radovima istražen je utjecaj goriva, temperature stjenke cilindra, omjer goriva i zraka, brzina vrtnje motora, tlaka usisa i slično. Od 1996. godine HCCI izgaranje privuklo je pozornost velikog broja istraživača, te je broj istraživanja brzo rastao. Christensen i suradnici [6] su prvo 1998. godine istražili utjecaj prednabijanja na povećanje snage HCCI motora, te su otkrili da je to vrlo učinkovita metoda za povećanje snage. 2002. godine [7] istražili su utjecaj turbulencija, strujanja zraka u cilindaru i oblika prostora izgaranja na rad HCCI motora. Zaključeno je da jake turbulencije povećavaju

³ CLR motor je motor za ispitivanje koji ima promjenjivi kompresijski omjer, te može raditi sa kompresijskim ili sa stranim paljenjem smjese.

efikasnost izgaranja. Također je istražen utjecaj različitih goriva kao što su prirodni plin, etanol, izooktan i referentno gorivo⁴. Au i suradnici [8] su 2001. godine na četvero cilindarskom motoru promatrali razlike u izgaranju između cilindara. Istražili su i utjecaj recirkulacije ispušnih plinova (EGR) na početak i učinkovitost izgaranja. Otkrili su da EGR ima mali utjecaj na početak izgaranja i efikasnost, dok veći utjecaj ima na trajanje izgaranja. Utjecaj EGR-a također su analizirali Zhao i suradnici [9]. Otkrili su da EGR utječe na temperaturu smjese, količinu kisika, toplinski kapacitet, kemijske procese i na slojevitost smjese. Također su otkrili da grijanje i slojevitost smjese ubrzava vrijeme paljenja, dok smanjenje kisika i toplinski kapacitet produžuju trajanje izgaranja.

Neki istraživači pokušali su analizirati sam proces izgaranja. Kod analize procesa izgaranja pretežito su se koristile optičke metode. 2000. godine Richter i suradnici [10] koristili su optičku dijagnostiku da istraže učinak nehomogenosti na HCCI izgaranje. Istraživanje je potvrdilo da priprema goriva utječe na homogenost smjese u cilindru. Kashdan i suradnici [11] koristili su optičku dijagnostiku kako bi istražili raspored smjese u prostoru izgaranja. Otkrili su da u jednom trenutku dolazi do određenog raslojavanja smjese. Kasnije je sve veći broj istraživača koristilo optičke metode za analizu HCCI izgaranja. Osim izgaranja istražen je i proces miješanja kod direktnog ubrizgavanja u cilindar, zatim utjecaj raslojavanja smjese na izgaranje, utjecaj višefaznog direktnog ubrizgavanja dizela na formiranje smjese.

Prvi prototipovi Ottovog motora s HCCI izgaranjem imali su kombinirani rad. Pri djelomičnom opterećenju radi kao HCCI motor, dok pri niskom i visokom opterećenju koristi vanjski izvor zapaljenja smjese. Tako je Honda prva razvila HCCI motor koji se komercijalno koristio 1995. godine. Motor je bio dvotaktni s 250 cm^3 , a koristio je dvostruki način rada. Pri normalnom opterećenju je radio s HCCI izgaranjem, a pri velikom opterećenju je radio s vanjskim izvorom zapaljenja smjese. General Motors je 2007. godine razvio dvolitreni četvero cilindarski motor koji je radio s HCCI izgaranjem do 95 km/h ili do 3000 min^{-1} , a nakon toga je radio s vanjskim zapaljenjem smjese.

HCCI kod četverotaktnih Diesel motora istraživao se kao način za smanjenje emisije čađe i dušikovih oksida. Istraživali su se različiti principi rada i kao rezultat toga pojavila su se tri načina rada motora [12]. Prvi način rada se naziva PREDIC (engl. Premixed lean diesel combustion), što znači izgaranje predmiješane siromašne smjese s dizelskim gorivom. Kod tog načina rada gorivo se ubrizgava direktno u cilindar u ranoj fazi kompresije, a pri kraju

⁴ Referentno gorivo je gorivo kod kojeg je različitim omjerom izooktana i n-heptana postignut različiti oktanski broj.

kompresije se samozapali. Kod takvoga načina rada emisije dušikovih oksida su značajno smanjenje, ali je postojao problem s pripremom smjese. Drugi način rada naziva se HCDC izgaranje (engl. Homogeneous Charge Diesel Combustion). Kod ovog načina rada manji dio goriva se ubrizgava za vrijeme takta usisa, te se stvara homogena smjesa koja se uslijed kompresije zagrije, a izgaranje nastupa pri kraju takta kompresije s ubrizgavanjem ostatka goriva izravno u cilindar. Kod takvog načina rada smanjena je emisija čađe i dušikovih oksida, te je izbjegnuta problem s regulacijom točke paljenja. Treći način rada je potpuno HCCI izgaranje gdje se gorivo ubrizgava za vrijeme takta usisa i izgaranje nastupa samozapaljenjem smjese. Dizelsko gorivo se za takav način izgaranja pokazalo kao nepogodno jer ima visoku temperaturu isparivanja pa nije moguće postići zadovoljavajuću homogenost. Honda je 2009. razvila Diesel motor koji koristiti PCCI način izgaranja (novi naziv za PREDIC), te je na taj način ostvarena vrlo niska emisija dušikovih oksida i čađe.

Posljednjih nekoliko godina izvršen je veliki broj istraživanja. Osim eksperimentalnih istraživanja, sve više istraživanja se temelji na numeričkim modelima za simuliranje procesa izgaranja. U početku su razvijeni jednozonski modeli s jednostavnom kemijskom kinetikom⁵ gdje su pretpostavljeni jednaki uvjeti u svim dijelovima cilindra. Kasnije su razvijeni višezonski i višedimenzionalni CFD modeli s detaljnom kemijskom kinetikom koji su podijelili prostor cilindra u više zona koje imaju različite uvjete, a koje su u međusobnoj interakciji. Takvi modeli mogu dobro predvidjeti emisije, potrošnju, stupanj djelovanja i mnogo drugih parametara simulacijskog modela. Rezultati dobiveni takvim simulacijama slažu se s rezultatima dobivenih eksperimentalnim ispitivanjem. Ti modeli se sve više razvijaju i usavršavaju te predstavljaju moćan alat u istraživanju HCCI motora. Istraživanja su usmjerena najviše na kontrolu trenutka paljenja, proširenje područja rada motora i povećanje snage.

Zbog sve većega značaja emisije štetnih plinova i smanjenja potrošnje goriva, sve više proizvođača automobila morat će ulagati u koncepte i razvijati nove motore, pa tako i one koji će koristiti HCCI izgaranje jer imaju potencijal povećati stupanj djelovanja i smanjiti emisiju dušikovih oksida i čađe. Kako bi se savladali nedostaci HCCI motora u početku će motori koristiti kombinirani način rada. Pri niskom i visokom opterećenju motor će raditi kao Ottov ili Dieslov motor, a pri srednjem opterećenju motor će raditi s HCCI izgaranjem. Uz primjenu daljnjih istraživanja u budućnosti se može očekivati HCCI način rada u punom području rada motora.

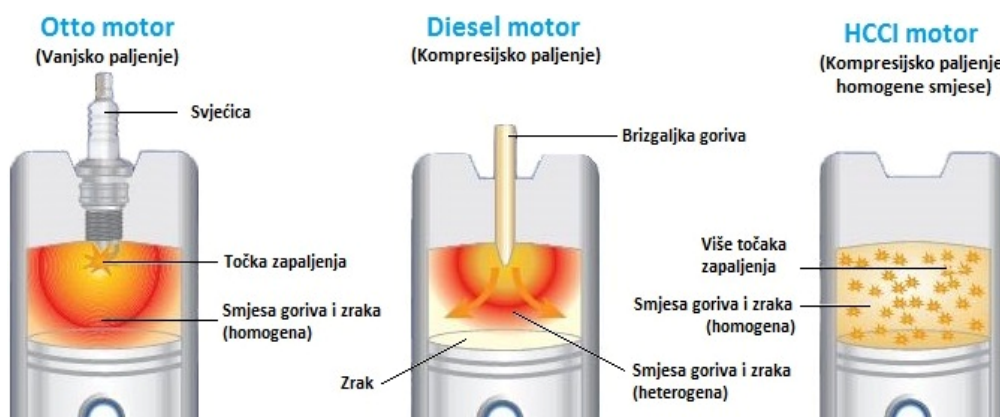
⁵ Kemijska kinetika predstavlja brzinu kemijskih reakcija i mehanizme kojima se te reakcije odvijaju.

2.2. Princip rada HCCI motora

Za HCCI princip rada može se reći da kombinira princip rada Ottovog i Dieselovog motora, kao što je prikazano na slici 2.1. Kod Ottovog motora gorivo se ubrizgava u zrak u usisnom sustavu te se smjesa uvlači u cilindar za vrijeme takta usisa, ili se gorivo ubrizgava u cilindar u ranoj fazi takta kompresije. U oba slučaja smjesa se tijekom takta kompresije dobro izmiješa i ona postaje gotovo homogena. Ta smjesa se zatim pali vanjskim izvorom energije (svjećicom). Dakle, trenutak paljenja smjese određen je trenutkom preskakanja iskre na svjećici. Nakon što se smjesa zapali, nastaje širenje plamena od mjesta zapaljenja prema neizgorenim dijelovima smjese.

Diesel motori u cilindar usisavaju čisti zrak koji se komprimira. Uslijed takta kompresije zrak se jako zagrije, a u taj vrući zrak pod visokim tlakom ubrizgava se gorivo te nastupa izgaranje. Točka paljenja je određena trenutkom početka ubrizgavanja goriva u cilindar. S obzirom da se gorivo ubrizgava neposredno prije paljenja, ne stigne se dobro izmiješati sa zrakom te je smjesa izrazito nehomogena. Na vanjskim rubovima mlaza goriva smjesa je siromašna, a u unutrašnjosti mlaza je bogata.

HCCI motor, kao i Ottov motor, usisava smjesu goriva i zraka te ju komprimira. Tijekom kompresije gorivo i zrak se dobro izmiješa te smjesa postaje homogena. Za razliku od Ottovog motora, smjesa se komprimira s većim kompresijskim omjerom uslijed čega se razviju veće temperature u cilindru i dolazi do samozapaljenja smjese [14]. Zbog visokog kompresijskog omjera i kompresijskog paljenja smjese HCCI motor je sličan Dieselovom motoru. Izgaranje u cilindru nastupa na više mjesta odjedanput i zbog toga cijela smjesa izgori gotovo istovremeno bez širenja plamene fronte. Izgaranje je puno brže u odnosu na Dieslov i Ottov motor. Dakle početak izgaranja smjese određen je trenutkom samozapaljenja smjese, što predstavlja određeni problem jer samozapaljenje ovisi o mnogo čimbenika pa nema direktne kontrole početka izgaranja kao kod Dieselovog i Ottovog motora.



Slika 2.1. Razlika u principu rada između Ottovog, Dieselovog i HCCI motora [15].

2.3. Prednosti HCCI motora

Glavne prednosti HCCI izgaranja su veća učinkovitost, niska emisija dušikovih oksida (NO_x) i čađe, te mogućnost rada s različitim vrstama goriva [16].

Kako Ottov motor radi sa stehiometrijskom smjesom, regulacija snage se vrši pomoću zaklopke u usisu. Zaklopka prigušuje usis, te se na taj način smanjuje količina usisanog zraka u cilindar. Prigušenje usisa povećava gubitke izmjene radnog medija jer se zrak teže uvlači u cilindar, posebice pri nižem opterećenju jer je zaklopka više zatvorena. Ti gubici dodatno smanjuju stupanj djelovanja Ottovog motora. Kako HCCI motoru može raditi sa siromašnom smjesom, nije mu potrebna zaklopka u usisu. Zbog siromašne smjese, kod HCCI motora temperature izgaranja su niže u odnosu na Ottov motor. Samim time manji su i toplinski gubici HCCI motora. Također Ottov motor ne može raditi s visokim kompresijskim omjerom zbog pojave detonantnog izgaranja. Zbog uklanjanja zaklopke, većeg kompresijskog omjera, kraćeg trajanja izgaranja i nižih temperatura izgaranja HCCI motor ima veću učinkovitost u odnosu na Ottov motor.

Stvaranje dušikovih oksida (NO_x) ovisi o temperaturi izgaranja u cilindru. Što su više temperature izgaranje, to je veća emisija dušikovih oksida. Kod HCCI motora vršne temperature izgaranja u cilindru puno su niže u odnosu na Dieslove motore i zbog toga je emisija dušikovih oksida vrlo niska. Kod HCCI motora izgaranje nastupa istovremeno u svim dijelovima homogene smjese i smjesa izgori gotovo trenutno, pa zbog toga tokom izgaranja nema stvaranja čestica i čađe kao kod Diesel motora. A kako je izgaranje brže, veća je i učinkovitost. Proizvodnja HCCI motora morala bi biti i jeftinija u odnosu na Dieslove motore jer HCCI motori ne zahtijevaju skupe visokotlačne sustave ubrizgavanja i posebno oblikovane klipove.

Zbog načina izgaranja i konstrukcije motora Ottov i Dieslov motor ograničeni su na goriva sa specifičnim karakteristikama. Za Ottov motor gorivo mora biti isparljivo i otporno na detonantno izgaranje, dok za Diesel motor gorivo mora biti sklonije samozapaljenju i veće viskoznosti. S obzirom da kod HCCI motora izgaranja nastupa samozapaljenjem, HCCI motor može raditi sa širokim rasponom goriva. Tako motor može raditi s dizelskim ili benzinskim gorivom i gotovo svim alternativnim gorivima kao što su alkoholi, bio-goriva, plinovi i sl. Kako goriva imaju različita fizikalna svojstva, potrebno je samo stvoriti različiti uvjete u cilindru kako bi samozapaljenje nastupilo pravovremeno za pojedinu vrstu goriva.

2.4. Nedostaci HCCI motora i moguća rješenja

S obzirom da je HCCI izgaranje još u fazi istraživanja, postoje određeni problemi koje treba savladati kako bi se HCCI motori u potpunosti mogli primjenjivati. Kako kod HCCI izgaranje nastupa samozapaljenjem smjese, javlja se problem kontrole početka paljenja jer ono ovisi o mnogo čimbenika. Zatim, javlja se problem uskog područja rada motora, hladnog starta, emisije ugljikovog monoksida (CO) i neizgorenih ugljikovodika (HC), te problem pripreme smjese.

2.4.1. Problem kontrole HCCI izgaranja i metode rješenja problema

Kontrola samozapaljenja predstavlja veliki problem kod HCCI motora. Za razliku od Dieslovog i Ottovog motora, kod HCCI motora nema direktne kontrole paljenja smjese već izgaranje započinje samozapaljenjem smjese. Samozapaljenje ovisi o sastavu smjese, homogenosti smjese, temperaturi i tlaku smjese. Kako bi se ostvarilo samozapaljenje u točno određenom trenutku, potrebno je ostvariti određene uvjete u cilindru na početku kompresije. Problem se javlja pri promjeni uvjeta rada motora. Kad se poveća potreba za snagom, poveća se količina ubrizganog goriva te se mijenja sastav smjese, a kako bi se održao trenutak samozapaljenja pri određenom položaju koljenastog vratila potrebno je regulirati temperaturu smjese. Kontrolu samozapaljenja dodatno otežava i promjena brzine vrtnje motora, jer pri različitim brzinama vrtnje mijenja se potreban trenutak samozapaljenja kao i uvjeti pri kojima samozapaljenje nastupa. Ako se mijenja sastav smjese i brzina vrtnje potrebno je brzo promijeniti ostale uvjete u cilindru kako bi se održao određeni trenutak samozapaljenja. Kontrola tih uvjeta posebice je zahtjevna pri brzim promjenama uvjeta rada.

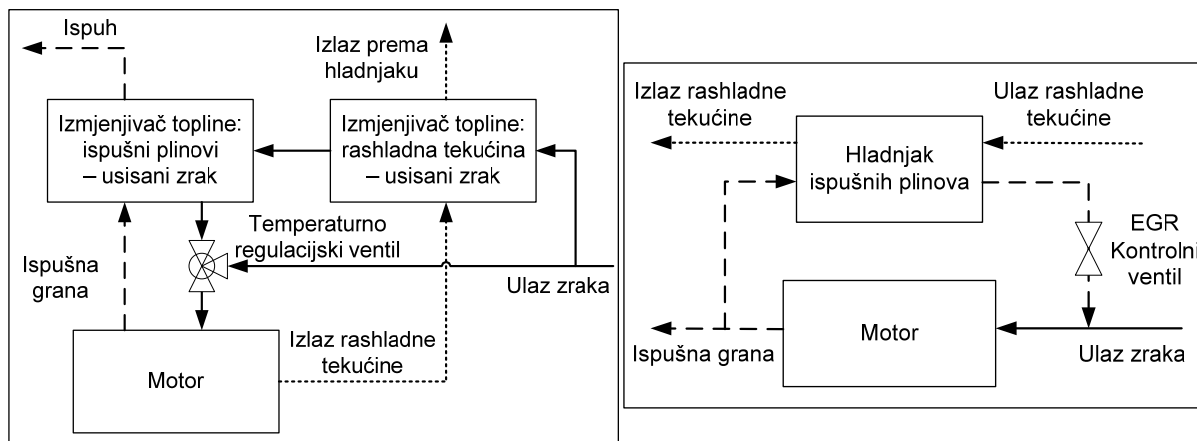
Kao rješenje problema kontrole samozapaljenja istražene su različite metode kao što su: recirkulacija ispušnih plinova, grijanje zraka, varijabilni ventilski razvod, promjenjivi kompresijski omjer i modifikacija goriva [16].

2.4.1.1. Grijanje zraka i recirkulacija ispušnih plinova (EGR)

S obzirom da je temperatura smjese jedan od glavnih čimbenika koji utječu na trenutak samozapaljenja smjese, često je potrebno grijati usisani zrak na određenu temperaturu. S povećanjem temperature smjese do samozapaljenja dolazi ranije. U tu svrhu se ugrađuje

električni grijač u usisni sustav. Potrebna temperatura smjese može dosegnuti 150°C što zahtjeva veliku snagu grijača. Grijanje zraka također se može ostvariti pomoću ispušnih plinova. Moguće je grijanje usisanog zraka s ispušnim plinovima i rashladnom tekućinom preko izmjenjivača topline (Slika 2.2 a)) ili pomoću vraćanja ispušnih plinova u usisni sustav gdje se miješaju s usisanim zrakom, tj. recirkulacijom ispušnih plinova (Slika 2.2 b)). Na taj način smanjuje se potrebna snaga ugrađenog grijača. Ako je sustav izveden s izmjenjivačem topline tada se utječe samo na temperaturu zraka, a ako je sustav izveden recirkulacijom ispušnih plinova tada se utječe na sastav i temperaturu smjese, a samim time i na specifični toplinski kapacitet⁶ smjese. Zbog povećanog toplinskog kapaciteta, temperatura smjese za vrijeme kompresije manje se povećava te zapaljenje nastupa kasnije. Također, smanjuje se temperatura izgaranja što rezultira smanjenom emisijom dušikovih oksida (NO_x) [17].

Sustav s izmjenjivačem topline ima ugrađeni ventil za regulaciju temperature koji na temelju potrebne temperature određuje u kojem omjeru će se miješati grijani i svježje usisani zrak (Slika 2.2 a)). Kod sustava s recirkulacijom ispušnih plinova u povratnomvodu ispušnih plinova ugrađuje se hladnjak što omogućuje regulaciju temperature recirkuliranih ispušnih plinova, također se ugrađuje i ventil kojim se određuje količina recirkuliranih ispušnih plinova. Temperaturom i količinom recirkuliranih ispušnih plinova može se regulirati temperatura i sastav smjese, a time i trenutak paljenja.



Slika 2.2. Shema usisnog sustava: a) s grijanjem usisanog zraka pomoću ispušnih plinova preko izmjenjivača topline [14], b) s povratom ispušnih plinova u usisani zrak.

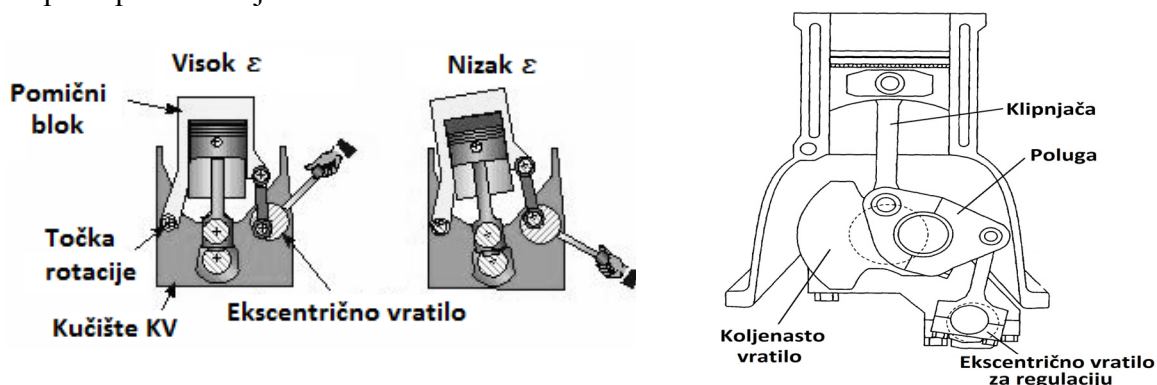
⁶ Specifični toplinski kapacitet je količina topline koju tijelo treba primiti da bi mu se temperatura podigla za jedan stupanj.

2.4.1.2. Varijabilni ventilski razvod i promjenjivi kompresijski omjer

Varijabilni ventilski razvod podrazumijeva kontrolu vremena otvaranja i zatvaranja ventila, te kontrolu hoda ventila. Upravljanje radom ventila omogućuje promjenu efektivnog kompresijskog omjera⁷ i regulaciju količine zadržanih ispušnih plinova u cilindru. Efektivni kompresijski omjer se regulira vremenom zatvaranja usisnog ventila [17]. Ako je usisni ventil duže otvoren smanjuje se efektivni kompresijski omjer. Količina zadržanih ispušnih plinova ovisi o trenutku zatvaranja ispušnog ventila. Ako se ispušni ventil ranije zatvara, zadržava se veća količina ispušnih plinova. Na taj način se može kontrolirati temperatura i sastav smjese. Sa porastom temperature smjese i povećanjem efektivnog kompresijskog omjera samozapaljenje nastupa ranije. Potpuno varijabilni ventilski razvod omogućuje upravljanje ventila svakog cilindra posebno, te se na taj način mogu nezavisno mijenjati uvjeti u svakom cilindru posebno, što je vrlo važno kod više-cilindarskog motora jer uvjeti u cilindru nisu jednaki pa je potrebno individualno upravljanje svakog cilindra.

Elektro-hidraulični razvodni mehanizam bez bregastog vratila omogućuje veliku fleksibilnost u upravljanju ventila, ali su takvi sustavi vrlo komplicirani i skupi [14]. Iako je mehanički varijabilni razvodni mehanizam kompleksniji od standardnog mehanizma, on je značajno jeftiniji i jednostavniji od elektro-hidrauličnog razvoda.

Kompresijski omjer može se mijenjati i pomicanjem bloka motora sa cilindrima u odnosu na koljenasto vratilo (Slika 2.3 a)) ili pomoću mehanizma za promjenu položaja klipnjače (Slika 2.3 b)). Hod klipa ostaje isti ali se mijenja kompresijski volumen⁸, a time i kompresijski omjer. Smanjenjem kompresijskog omjera do samozapaljenja dolazi kasnije. Nedostatak takvih sustava je energije potrebna za ostvarenje brze promjena kompresijskog omjera i vrlo skupa implementacija takvih sustava u motor.



Slika 2.3. Shema sustava za promjenu kompresijskog omjera: a) promjenom položaja bloka motora [18], b) promjenom položaja klipnjače.

⁷ Efektivni kompresijski omjer je kompresijski omjer koji se izračunava na temelju stvarnog punjenja cilindra.

⁸ Kompresijski volumen je volumen prostora izgaranja kada je klip u GMT.

2.4.1.3. Modifikacija goriva

Karakteristiku samozapaljenja moguće je mijenjati miješanjem dviju različitih goriva ili dodavanjem aditiva. Na taj način mijenja se sastav goriva te gorivo postaje više ili manje kemijski reaktivno. Takav sustav radi na principu miješanja dvije vrste goriva čijim omjerom se određuje reaktivnost smjese. Promjenom reaktivnosti goriva mijenja se i trenutak paljenja [17].

2.4.2. Problem uskog područja rada motora

HCCI motori imaju problem s radom kod vrlo niskog i visokog opterećenja. Kod vrlo niskog opterećenja zbog siromašne smjese količina oslobođene toplinske energije je preniska za ostvarivanje potpunog izgaranja [17]. Zbog toga je moguće prekasno izgaranje, neredovito izgaranje ili potpuni izostanak izgaranja. Osim izostanka paljenja, zbog niskih temperatura izgaranja vrlo su visoke emisije neizgorenih ugljikovodika (HC) i ugljikovog monoksida (CO), te je smanjeni stupanj djelovanja. Kako bi samozapaljenje nastupilo kod niskog opterećenja potrebne su visoke temperature smjese u cilindru. To je moguće ostvariti velikom količinom recirkuliranih ispušnih plinova, grijanjem usisanog zraka ili povećanjem kompresijskog omjera.

Kod visokog opterećenja zbog velike količine goriva paljenje nastupa ranije i brzina oslobođenja topline postaje vrlo visoka te je moguće da se više od 50% energije goriva oslobodi prije GMT. Zbog toga izgaranje postaje nekontrolirano uz snažno udaranje, a emisija dušikovih oksida (NO_x) naglo raste. Ako motor duže radi pri takvim uvjetima moguće je trajno oštećenje motora. Rad motora moguće je proširiti na veća opterećenja primjenom nabijanja motora u kombinaciji sa siromašnom smjesom. Također je moguće primijeniti slojevito punjenje⁹ cilindra kako bi se vrijeme oslobađanja topline produljilo. Velika količina ohlađenih recirkuliranih ispušnih plinova također omogućuje proširenje rada na visoka opterećenja zbog pomicanja trenutka paljenja prema kasnije [14].

Trenutno rješenje za proširenje područja rada motora je hibridni rad motora koji pri niskom ili visokom opterećenju radi kao Ottov ili Dieslov motora, a pri djelomičnom opterećenju radi kao HCCI motor. Nedostatak takvog načina rada je visoka emisija dušikovih oksida (NO_x) u odnosu na potpuni HCCI rad motora.

⁹ Slojevito punjenje cilindra predstavlja nehomogeno punjenje cilindra gdje se javljaju slojevi smjese sa različitim omjerom goriva i zraka.

2.4.3. Problem hladnog starta

S obzirom da je temperatura motora kod hladnog starta vrlo niska, dolazi do velikih toplinskih gubitaka. Tokom kompresije toplina se odvodi sa smjese na hladne stjenke cilindra i klipa te ostvarena temperatura pri kraju kompresije nije dovoljna za početak paljenja. Osim toplinskih gubitaka, na hladnim stjenkama cilindra dolazi do kondenzacije goriva te je otežano formiranje homogene smjese [17].

Kako bi se riješio taj problem potrebno je ugraditi neku vrstu grijača u cilindar ili usisni sustav, povećati kompresijski omjer ili koristiti Ottov proces dok se ne postigne radna temperatura motora.

2.4.4. Problem pripreme homogene smjese

Dobra priprema smjese i sprječavanje interakcije goriva sa stjenkama cilindra ključno je za ostvarenje visoke učinkovitosti, smanjenje emisije neizgorenih ugljikovodika (HC) i čestica. Kondenzacija goriva na stjenke cilindra ima negativan utjecaj na emisiju ugljikovodika (HC) čak i pri isparljivim gorivima kao što je benzin. Homogenost smjese utječe na vrijeme samozapaljenja smjese, emisiju dušikovih oksida (NO_x) i čađe [17]. Homogena priprema smjese problematična je kod slabo isparljivih goriva kao što je dizelsko gorivo, pa takva goriva zahtijevaju povećanu temperaturu usisanog zraka kako bi gorivo bolje isparavalo i smjesa postala homogena. Također, potrebno je ostvariti dobro strujanje zraka u cilindru kako bi se smjesa dobro izmiješala.

Ako je brizgaljka goriva smještena u cilindar potrebno je optimirati mlaz i trenutak ubrizgavanja goriva kako bi se gorivo dobro izmiješalo s usisanim zrakom i smjesa postala homogena, te kako ne bi došlo do taloženja goriva na stjenke cilindra jer se time povećava emisija čađe i čestica. Smještaj brizgaljke u usisnu cijev bolji je za pripremu homogene smjese jer preostaje više vremena za pripremu smjese i sprječava se izravno brizganje goriva po stjenkama cilindra i klipa.

2.4.5. Problem emisije neizgorenih ugljikovodika (HC) i ugljikovog monoksida (CO)

Iako je smjesa u cilindru pretežito homogena uvijek postoji mali dio goriva koji se zadrži na stijenci cilindra i između klipnih prstena tijekom takta kompresije. Nakon takta ekspanzije taj neizgoreni dio goriva vraća se u prostor izgaranja, ali kako kod HCCI motora temperature izgaranja dosežu samo 1600 K to gorivo ne izgara u potpunosti. Zbog toga ostaju neizgoreni ugljikovodici (HC). Temperatura izgaranja također nije dovoljno visoka za potpuno oksidaciju ugljikovog monoksida (CO) u ugljikov dioksid (CO_2), te je zbog toga povećana emisija ugljikovog monoksida (CO). Iako je kod većeg opterećenja emisija približno jednaka emisiji Ottovog motora, smanjenjem opterećenja motora emisija značajno raste jer se snižavaju temperature u cilindru.

Kako bi se smanjila emisija ugljikovodika (HC) i ugljikovog monoksida (CO) u ispušni sustav ugrađuje se oksidacijski katalizator. Tehnologija oksidacijskog katalizatora već je dugo prisutna kod Ottovih i Dieselovih motora. Međutim, za učinkoviti rad katalizatora potrebna je visoka temperatura (preko 600°C) [19], a kako HCCI motor ima niske temperature izgaranja i veću učinkovitost, temperature ispušnih plinova su niske (oko 350°C) što onemogućuje učinkovit rad katalizatora. Zbog toga je potrebno razviti oksidacijski katalizator koji će učinkovito raditi pri niskim temperaturama ispuha kako bi emisija ugljikovodika (HC) i ugljikovog monoksida (CO) HCCI motora zadovoljila propisane norme.

Osim katalizatora moguće je korištenje slojevitog punjenja cilindra pri niskim opterećenjima. Smjesa kod slojevitog punjenja je nehomogena, što znači je gorivo koncentrirano u sredini prostora izgaranja pa smjesa u tom dijelu nije jako siromašna, dok je u dijelu uz stjenku cilindra smjesa jako siromašna. To bi omogućilo dobro izgaranje i spriječilo bi taloženje goriva na stijenke cilindra, a samim time smanjila bi se i emisija neizgorenih ugljikovodika (HC).

2.5. Numeričke simulacije HCCI izgaranja

S razvojem računala numeričke simulacije postale su snažan alat za istraživanje HCCI izgaranja i za traženje strategija za kontrolu izgaranja. Numeričke simulacije pružaju mnogu veću fleksibilnost i manje troškove u odnosu na eksperimentalna istraživanja, iako je kod stvaranja simulacijskih modela sve dobivene rezultate potrebno verificirati s eksperimentalnim rezultatima. U početku su korišteni jednostavni simulacijski modeli, ali s

rastom procesorske snage računala i zbog potrebe za dobivanje preciznijih rezultata simulacijski modeli se sve više razvijaju i postaju kompleksniji.

HCCI izgaranjem u najvećoj mjeri upravlja kinetika kemijskih reakcija. Proučavanjem brzine kemijskih reakcija bavi se grana fizikalne kemije koja se naziva kemijska kinetika, pa se zbog toga vrlo često kaže da HCCI izgaranjem upravlja kemijska kinetika. Zbog kinetike kemijskih reakcija kod modeliranja HCCI izgaranja težište je stavljeno na modeliranje kemijskih procesa [12]. S obzirom da je kemijski proces izgaranja zapravo oksidacija goriva, tako su i mehanizmi tih kemijskih procesa zapravo mehanizmi njihove oksidacije. Do danas je razvijen veliki broj reduciranih ili detaljnih mehanizama izgaranja različitih vrsta goriva.

Osim kemijske kinetike na točnost simulacije utječe i pretpostavka uvjeta u cilindru. Tako proračunski modeli mogu biti jednozonski, višezonski i višedimenzionalni CFD proračuni.

Kod jednozonskog proračuna pretpostavlja se da je masa u cilindru homogena s obzirom na sve fizikalne i kemijske značajke. S obzirom da su pretpostavljeni jednaki uvjeti u cijelom cilindru, jednozonski model ima određenu netočnost pri predviđanju brzine oslobađanja topline, trajanju izgaranja i emisije plinova. U stvarnosti, raspodjela temperature i mase u cilindru je nejednolika. Visoko temperaturna zona koja je odgovorna za samozapaljenje nalazi se u sredini cilindra. Zbog toga, upotreba samo kemijske kinetike za simuliranje izgaranja uz pretpostavku jednolike raspodjele mase i temperature nije zadovoljavajuća [17].

Ograničenja jednozonskog modela mogu se savladati korištenjem kvazidimenzionalnog višezonskog modela. Kod takvih modela proračunski volumen je podijeljen na više manjih volumena (zona). Svaka zona je definirana s različitom temperaturom i masom, a masa u tim zonama je homogena. Također u obzir se uzima prijenos topline i razmjena mase između zona. Kako bi se dobili dobri rezultati o stvaranju ugljikovodika (HC) i ugljikovog monoksida (CO) tijekom HCCI izgaranja, potrebno je obuhvatiti i nisko temperaturne zone kao što je područje između čela klipa i klipnog prstena, te rubni sloj uz stjenke prostora izgaranja. Postoje različiti višezonski modeli, a razlikuju se po broju zona, vrsti zona i međusobnoj interakciji između zona. Nedostatak kvazidimenzionalnog modela je nemogućnost da se proračunski opiše slojevitost ili nehomogenost zaostalih produkata izgaranja u cilindru koji vjerojatno postoje u praktičnoj primjeni, posebice u sustavima s izravnim ubrizgavanjem.

Nedostatak prethodnih modela je u tome što oni mogu predvidjeti procese u prostoru izgaranja samo za vrijeme kada su ventili zatvoreni. Ti modeli obično počinju simulaciju kada se usisni ventil zatvori, a završe kada se ispušni ventil otvori. To znači da početne vrijednosti, kao što su srednja temperatura mješavine i količina zadržanih ispušnih plinova moraju biti

određene za trenutak zatvaranja usisnog ventil. Kako bi se to ostvarilo prethodni modeli se mogu kombinirati s modelima za simuliranje radnog ciklusa koji mogu predvidjeti uvjete u trenutku zatvaranja usisnog ventila. Ti modeli su često jednodimenzionalni, te daju rezultate za cjelokupni sustav protoka zraka od usisnog sustava do ispušne cijevi. S obzirom da se rezultati izračunavaju za cijeli radni ciklus motora, proces izmjene radnog medija također je obuhvaćen.

Kao što je prije spomenuto, višezonski modeli su sofisticiraniji od jednozonskih modela. Razlog tome je što oni mogu prikazati nehomogenost u cilindru prije izgaranja. Međutim potrebno je definirati realnu distribuciju temperature, omjera goriva i zraka, te količine preostalih produkata izgaranja u različitim zonama u trenutku zatvaranja usisnog ventila. To je moguće ostvariti korištenjem višedimenzionalnih CFD¹⁰ proračuna a koji koriste i višezonski model s detaljnom kemijskom kinetikom. Kod njih se rezultati dobiveni CFD proračunom koriste kao ulazni podaci za zone u višezonskom modelu. Najbolji rezultati se dobivaju ako se geometrija motora prikaže pomoću 3-D mreže i ako se proces izmjene radnog medija računa u CFD proračunom. To omogućuje prikaz nehomogenosti smjese tijekom takta kompresije.

Višedimenzionalni CFD modeli imaju najveći potencijal za predviđanje realnih rezultata kada se geometrija prostora izgaranja prikaže potpuno detaljno i kada se koristi u kombinaciji s detaljnim kemijskim modelom izgaranja. Ovisno o razlučivosti CFD mreže, broju zona i veličini implementiranog reakcijskog mehanizma, potrebni procesorski resursi mogu postati iznimno veliki pa takvi proračuni s uobičajenim mehanizmima izgaranja traju predugo. Zbog toga se pokušavaju unaprijediti reakcijski mehanizmi kemijske kinetike na način da se promjeni struktura i detaljnost mehanizma. Unaprijeđeni mehanizmi kemijske kinetike smanjit će potrebne procesorske resurse i ubrzat će vrijeme proračuna.

Do danas su razvijeni višedimenzionalni modeli s višezonskom detaljnom kemijskom kinetikom od 40 i više zona.. Takvi modeli s velikim brojem proračunskih ćelija i uz ugrađene podmodele za ubrizgavanje goriva i isparavanje mogu dobro predvidjeti izgaranje, oslobađanje topline, temperature i tlakove u cilindru, te emisiju ispušnih plinova. U budućnosti će se ti modeli još više razvijati kako bi se postigli precizniji rezultati i smanjilo vrijeme proračuna.

¹⁰ CFD predstavlja računalnu dinamiku fluida u kojoj se pomoću računala numerički rješavaju matematički modeli koji opisuju strujanje fluida.

3. Ispitivanje motora na motornoj kočnici

Ispitivanje motora na motornoj kočnici vrši se s ciljem dobivanja podataka o ponašanju motora u cijelom području rada motora. Motorna kočnica omogućuje brzo postavljanje željenih uvjeta rada kao što su opterećenje i brzina vrtnje motora. Cijeli ispitni sustav motora sastoji se od velikog broja instrumenata pomoću kojih se može mjeriti veliki broj ispitnih veličina kao što su: moment, brzina vrtnje, potrošnja goriva, tlakovi u cilindru, stupanj djelovanja, vibracije, emisija i sastav ispušnih plinova, temperatura plinova u usisnom i ispušnom sustavu i slično.

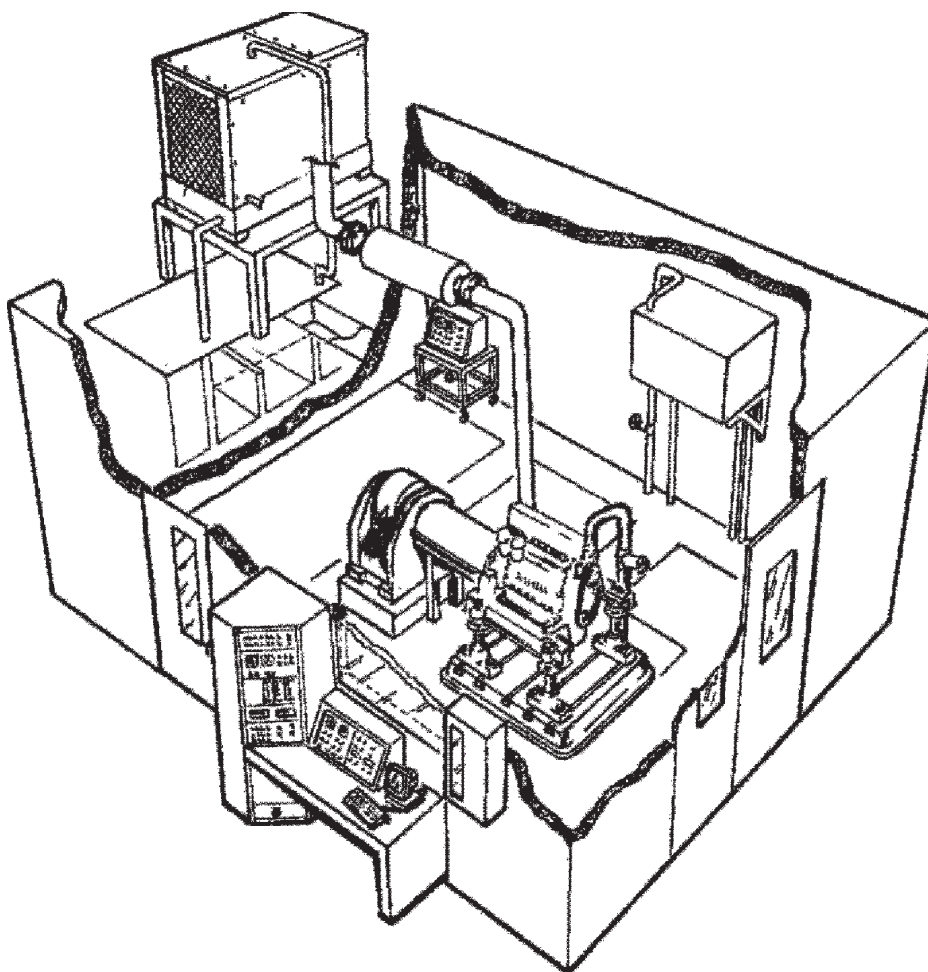
3.1. Ispitni laboratorij

Ispitni laboratorij je posebno uređeni kompleks koji je izgrađen prema određenim propisima koje treba zadovoljiti kako bi se moglo vršiti ispitivanje motora. Ispitni laboratorij se sastoji od većeg broja prostorija koje su opremljene s različitom opremom potrebnom za provođenje ispitivanja (Slika 3.1). Tako ispitni laboratorij mora sadržavati [21]:

- ispitnu sobu
- kontrolnu sobu
- radionicu za servisiranje i pripremu motora
- skladište za rezervne dijelove i opremu

Ispitna soba mora biti prostrana jer predstavlja potencijalni izvor opasnosti. Zbog toka oko ispitnog stola mora postojati najmanje 1 metar slobodnog prostora. Prostorija mora biti dovoljno visoka kako bi se mogla ugraditi dizalica kojom se dovodi motor na ispitni stol. U ispitnoj sobi mora biti izveden sustav za odvod ispušnih plinova, kao i sustav za dovod svježeg zraka za motor. Soba mora biti dobro ventilirana i klimatizirana kako bi se ostvarila željena ispitna atmosfera. Također mora imati dovod vode za rashladni sustav motora i motorne kočnice. Soba mora biti dobro zvučno izolirana, te mora imati zadovoljavajuće mjere zaštite od požara. Ispitna soba treba imati velika vrata kroz koja se dovodi motor i mora biti povezana s kontrolnom sobom. Za ispitivanje većih motora zbog mogućih jakih vibracija, ispitna soba mora imati elastično uležištene temelje velike mase kako bi se smanjile vibracije i spriječilo širenje vibracije na okolne prostorije.

Kontrolna soba je mjesto gdje ispitivači provode ispitivanja. Ispitivač mora imati vizualnu kontrolu nad motorom za vrijeme ispitivanja. Zbog toga se između kontrolne i ispitne sobe ugrađuje prozor. Prozor mora biti izrađen po posebnim standardima kako bi zadovoljio sigurnosne uvjete. Također sobe moraju biti povezane s vratima. U kontrolnoj sobi ispred prozora se nalazi radni stol s računalom pomoću kojeg se upravlja i nadzire rad motora. U sobi se nalazi i ormar s mnoštvo drugih računala koji obrađuju sve izmjerene veličine. Ispitivač pomoću računala ima uvid u trenutni moment i brzinu vrtnje motora, temperaturu rashladne tekućine, tlak ulja, temperaturu ispuha i ostale veličine. Kontrolna soba mora imati sigurnosni prekidač pomoću kojeg ispitivač u svakom trenutku može trenutno zaustaviti rad motora i motorne kočnice. Kao i ispitna soba, kontrolna soba mora imati mjere zaštite od požara u obliku sustava za detekciju požara i sustava za gašenje požara.



Slika 3.1. Shema ispitnog laboratorija [21].

3.2. Mjerna oprema

Mjerna oprema se sastoji od mnoštvo instrumenta i mjernih uređaja pomoću kojih se mjere različite ispitne veličine. Pomoću njih je moguće mjerenje momenta, brzine vrtnje, različitih temperatura, potrošnje goriva, sastava ispušnih plinova, tlakova u cilindru, položaja koljenastog vratila, protoka zraka, vibracija i ostalih veličina. Svi instrumenti moraju biti redovito kalibrirani kako bi rezultati mjerenja bili pouzdani. Svaki instrument ima određenu mjernu nesigurnost¹¹ čija veličina ovisi o kvaliteti mjerne opreme. S povećanjem točnosti, cijena mjerne opreme višestruko raste.

3.2.1. Motorna kočnica

Motorna kočnica je mjerni uređaj pomoću kojeg se simulira opterećenje motor tj. motor se koči i kontrolira se brzina vrtnje motora. Nakon što se motor optereti vrši se mjerenje okretnog momenta i brzine vrtnje motora. Motorna kočnica mjeri okretni moment na koljenastom vratilu. Mjerenje brzine vrtnje vrši se pomoću impulsnog ili optičkog enkodera. Pomoću odgovarajućeg pretvornika signala brzina vrtnje se prenosi u računalo. Snaga motora se zatim u računalu izračunava iz trenutno izmjerene brzine vrtnje i momenta, zbog toga je vrlo važno precizno mjerenje brzine vrtnje. Osim mjerenja brzine vrtnje važno je i prepoznavanje smjera rotacije jer postoje dvosmjerne motorne kočnice. Ako se moment i brzina vrtnje mjeri na koljenastom vratilu tada se izračunava efektivna snaga motora¹².

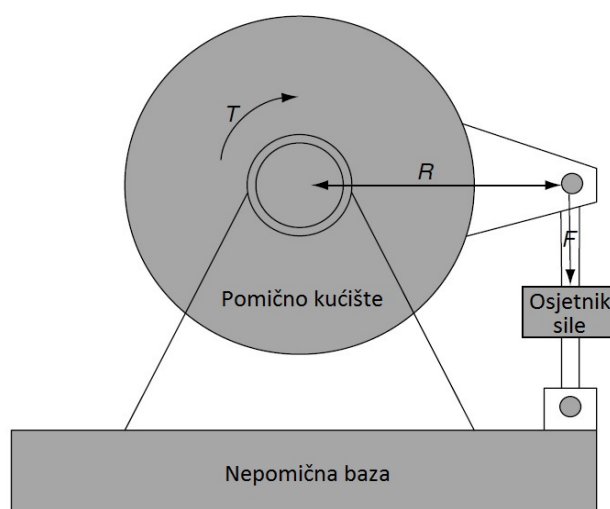
Postoje više različitih vrsta motorne kočnice koje koče motor i mjere moment na različite načine. Tako postoje:

- Hidrokinetička motorna kočnica (vodena kočnica),
- Hidrostatička motorna kočnica,
- Elektromotorna kočnica,
- Elektromagnetska motorna kočnica,
- Frikcijska motorna kočnica,
- Zračna motorna kočnica.

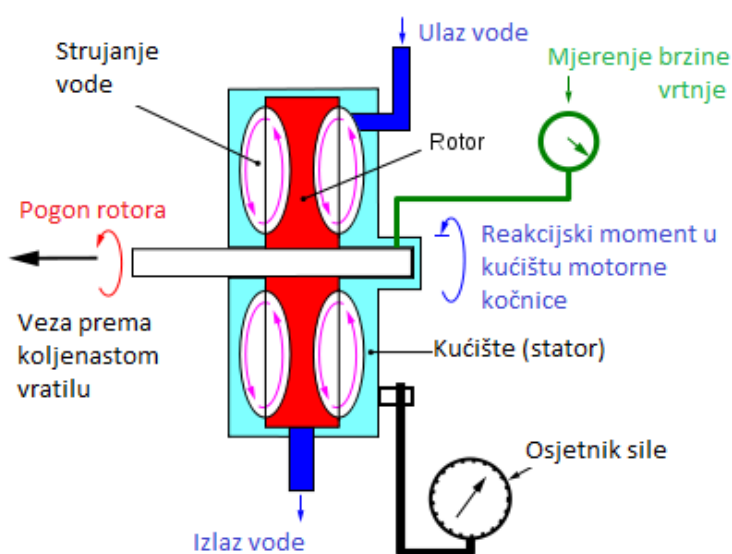
¹¹ Mjerna nesigurnost je parametar pridružen rezultatu mjerenja, koji opisuje rasipanje vrijednosti koje se mogu opravdano pripisati mjerenoj veličini[9].

¹² Efektivna snaga motora predstavlja snagu motora koja se od koljenastog vratila predaje radnom stroju.

Postoje različite vrste hidrokineitičke motorne kočnice, ali sve vrste rade na jednakom principu. Na vratilo je spojeni cilindrični rotor koji rotira u vodonepropusnom kućištu. Na rotoru i kućištu motorne kočnice postoje lopatice preko kojih struji voda. Kućište se ne može okretati već smo oscilira u ležajevima postolja motorne kočnice. Okretanjem rotora uslijed strujanja vode i turbulencija između lopatica stvaraju se sile otpora (Slika 3.3). Moment se zbog otpora vode prenosi s rotora na kućište, te se moment preko kraka na kućištu prenosi na podlogu (Slika 3.2). Između kraka i podloge nalazi se instrument za mjerenje veličine sile, te se uz pomoć duljine kraka u računalu izračunava okretni moment. Opterećenje motora regulira se količinom vode u motornoj kočnici.



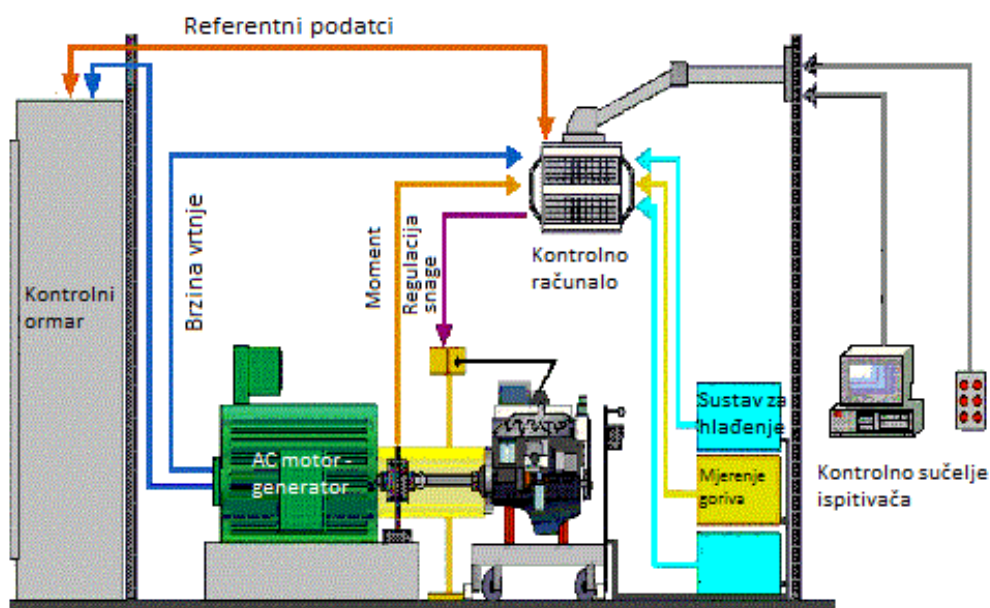
Slika 3.2. Princip mjerenja momenta na motornoj kočnici [21].



Slika 3.3. Shema hidrokineitičke motorne kočnice [21].

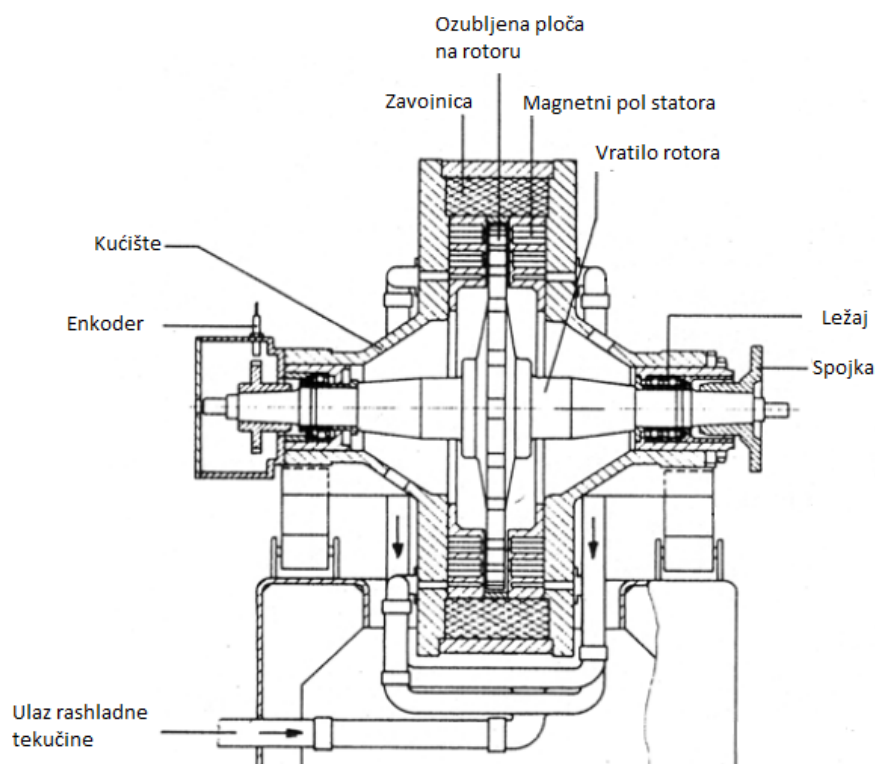
Hidrostatska motorna kočnica se sastoji od kombinacije klipnih hidrauličkih pumpa/motora s promjenjivim i konstantnim radnim volumenom. Opor se stvara pumpanjem fluida, a opterećenje motora se regulira s promjenom radnog volumena pumpe. Moment se izračunava preko volumnog protoka i tlaka fluida. Prednost takve izvedbe je mogućnost potpunog koćenja motora, kao i motorni rad kočnice za pokretanje ispitnog motora.

Elektromotorna kočnica (Slika 3.4) može raditi na principu stvaranja otpora i mjerenja momenta preko poluge na kućištu ili na principu pretvaranja mehaničke energije motora u električnu energiju tj. da radi kao generator struje. Generirana struja se najčešće vraća u električnu mrežu, a može se i pomoću otpornika pretvarati u toplinu. Ako se moment određuje pomoću proizvedene električne energije tada je mjerenje manje točno u odnosu na druge motorne kočnice. Ako se otpor stvara preko električnih otpornika koji električnu energiju pretvaraju u toplinu, uslijed velikih snaga oslobađa se velika količina toplinske energije koju je zatim potrebno odvesti pomoću rashladne tekućine. Za upravljanje elektromotornih kočnica potrebni su veliki kontrolni ormari koji sadrže visokonaponske uređaje velike snage i kompleksnu elektroniku. Upravljački ormari oslobađaju veliku količinu topline pa zbog toga moraju biti dobro hladjeni i smješteni u odgovarajućoj atmosferi s malom količinom vlage. Obično su elektromotorne kočnice skuplje i kompleksnije u odnosu na ostale vrste motornih kočnica. Postoje više vrsta elektromotornih kočnica, pa tako razlikujemo istosmjerne, izmjenične asinkrone, te sinkrone s permanentnim magnetima. Prednost elektromotornih kočnica je jednostavna kontrola brzine vrtnje, mogućnost pokretanja motora i velika brzina prijelaza s kočnog u motorni rad čime je omogućena dobra kontrolu brzine vrtnje.



Slika 3.4. Shema elektromotorne kočnice [22].

Elektromagnetske motorne kočnice rade na principu vrtložnih struja (Slika 3.5). U kućištu kočnice se pomoću zavojnica stvara magnetsko polje. Rotor je izrađen od izrazito magnetskog čelika i nalazi se u kućištu koje ima malu zračnost između rotora i kućišta. Zbog okretanja rotora između polova magneta, u rotoru se stvaraju vrtložne struje koje ga onda koče. Na taj način se stvara otpor motoru. Veličina otpora se mijenja promjenom jakosti magnetskog polja i to omogućuje brzu promjenu opterećenja. Vrtložne struje pretvaraju električnu energiju u toplinsku energiju pa je zbog toga potrebno, ovisno o snazi, zračno ili vodeno hlađenje motorne kočnice. Moment se mjeri kao i kod hidrokineitičke motorne kočnice pomoću kraka na kućištu i instrumenta za mjerenje sile. Elektromagnetske kočnice su jednostavne i robusne izvedbe. Kontrola je jednostavna i moguće je ostvariti zadovoljavajući kočni moment pri vrlo niskim brzinama vrtnje. Za razliku od elektromotornih, elektromagnetske kočnice nemaju motorni rad tj. ne mogu pokretati motor. Danas se ta vrsta motornih kočnica najčešće upotrebljava.



Slika 3.5. Shema elektromagnetske motorne kočnice [23].

Friksijska motorna kočnica stvara otpor pomoću više tarnih disk kočnica koje su hladene vodom. Moment se mjeri pomoću kraka na kućištu i instrumenta za mjerenje sile. Obično se koriste za male brzine vrtnje i imaju mogućnost potpunog kočenja motora.

Zračna kočnice sastoje se od rotora s jednostavnim podesivim radijalnim lopaticama. Otpor se stvara vrtnjom lopatice kroz koje struji zrak. Promjena opterećenja se vrši promjenom prijenosnog omjera ili rotacijom lopatica. Okretni moment se ne može precizno izmjeriti već se on procjenjuje iz brzine vrtnje i položaja lopatica. Zbog velike buke i nepreciznosti danas se koriste samo kod ispitivanja helikopterskih motora.

3.2.2. Mjerenje tlaka

Tlak u cilindru mjeri se kako bi se prikazao tok tlaka kroz cijeli radni ciklus. Iz tlaka u cilindru i položaja koljenastog vratila može se izračunati indicirana snaga motora. Mjerenje toka tlaka u cilindru vrlo je važno jer se na taj način mogu vidjeti brzina porasta tlaka, varijacija tlaka, utjecaj točke paljenja na porast tlaka i maksimalne tlakove u cilindru, gubitci kod izmjene radnog medija i sl. Pomoću izračunate indicirane snage motora i izmjerene snage motora na spojci pomoću motorne kočnice mogu se izračunati mehanički gubitci nastali u motoru.

Mjerenje tlaka se vrši pomoću osjetnika tlaka koji može biti smješten na više mjesta u motoru. Tako je moguće mjerenje tlaka u cilindru, usisu, ispuhu i sl. Osjetnik tlaka u cilindru ugrađuje se u glavu cilindra. Tlak u usisu se može mjeriti na više mjesta kako bi se utvrdio pad tlaka kroz usisni sustav. Također ako je motor nabijen, s osjetnikom tlaka mjeri se tlak nabijanja motora. Mjerenje tlaka u ispuhu najčešće se provodi kod nabijenih motora kako bi se izmjerio tlak ispred turbine turbopunjača. Može se mjeriti apsolutni¹³, relativni¹⁴ ili diferencijalni¹⁵ tlak. Osjetnici tlaka koji se danas koriste mogu biti: piezo-električni, piezo-otporni (Slika 3.6) i kapacitivni osjetnici [28].

Piezo-električni osjetnik sastoji se od posebne vrste kristala (najčešće kvarc ili galijev fosfat) ili keramike (najčešće olovo-cirkonij-titanat) koji uslijed deformacije nastale pod utjecajem tlaka stvaraju električni naboj [29]. Piezo element se ugrađuje ispod dijafragme koja se uslijed tlaka savija i pritišće piezo element. Veličina naboja ovisi o deformaciji, pa se mjerenjem napona može odrediti veličina deformacije koja je nastala pod utjecajem tlaka, a samim time može se odrediti i veličina tlaka. Piezo-električni osjetnici pogodni su za mjerenje dinamičkog tlaka jer imaju vrlo brz odaziv. Nisu pogodni za mjerenje statičkog tlaka. Zbog toga se

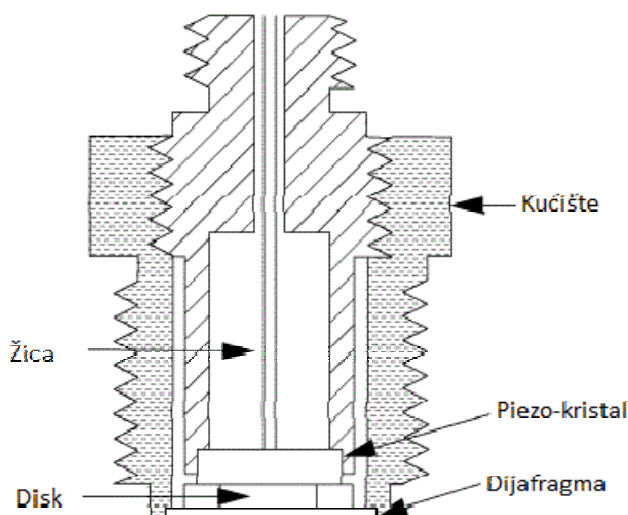
¹³ Apsolutni tlak se mjeri na skali gdje je referenta točka (nula) potpuni vakuum

¹⁴ Relativni tlak se mjeri u odnosu na atmosferski tlak tj. referenta točka (nula) je veličina atmosferskog tlaka. Jednak je apsolutnom tlaku umanjenom za atmosferski tlak.

¹⁵ Diferencijalni tlak predstavlja razliku tlakova između dvije točke

najčešće koriste za mjerenje tlaka u cilindru, iako mogu se koristiti i za mjerenje tlaka u usisu i ispuhu.

Piezo-otporni osjetnici rade na principu promjene specifičnog otpora materijala pod utjecajem naprezanja. Piezo-otporni osjetnici također sadrže posebne kristale (najčešće silicij). Takav piezo-otporni materijal se ugrađuje u dijafragmu koja se pod utjecajem tlaka savija pa dolazi do promjene otpora u piezo elementu. Mjerenjem otpora određuje se tlak. Pogodni su za mjerenje statičkog tlaka, a ovisno o izvedbi mogu mjeriti apsolutni, diferencijalni i relativni tlak. Koriste se za mjerenje tlaka usisa i ispuha.



Slika 3.6. Shema piezo električnog ili otpornog osjetnika tlaka [24].

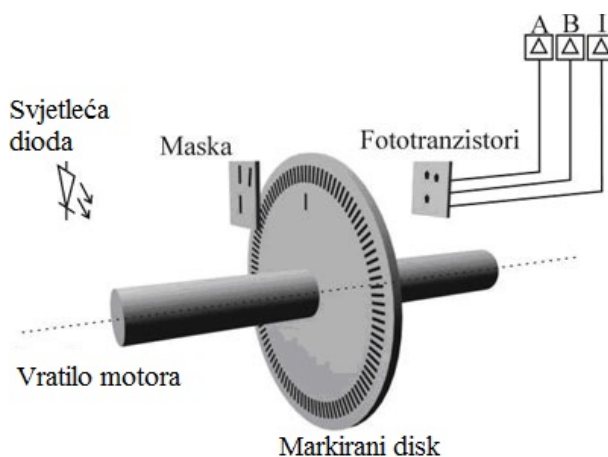
Kapacitivni osjetnik radi na principu promjene kapaciteta kondenzatora zbog savijanja dijafragme uslijed djelovanja tlaka. Kako se dijafragma savija tako se kondenzatorske elektrode približavaju te se na taj način mijenja kapacitet. Takvi osjetnici su pogodni za mjerenje niskog i statičnog tlaka te se ugrađuju za mjerenje tlaka ispuha ili usisa.

Mjerenje promjene tlaka u cilindru (indiciranje) povezano je s mjerenjem položaja koljenastog vratila. Osjetnik tlaka i enkoder na koljenastom vratilu povezani su na računalo. Mjerenje tlaka se vrši za svaki određeni kut koljenastog vratila (npr. svakih 0.25° KV) te se vrijednost tlaka zajedno s položajem koljenastog vratila sprema na računalo. Mjerenje tlaka se vrši piezo-električnim osjetnikom pa mjeri se diferencijalni tlak između mjernih točaka ($dp/d\alpha$). Nakon što se izvrši mjerenje tlaka za cijeli ciklus potrebno je svesti tlak na apsolutne vrijednosti. Pomoću apsolutnoga tlaka i pripadajućeg položaja koljenastog vratila može se izraditi indikatorski ($p-V$) dijagram. Iz $p-V$ dijagrama može se izračunati indicirana snaga, rad izmjene radnog medija, eksponenti politrope i sl.

3.2.3. Mjerenje položaja koljenastog vratila

Mjerenje položaja koljenastog vratila je vrlo važno jer se neke važne veličine prikazuju ili izračunavaju u ovisnosti o položaju koljenastog vratila. Tako se u ovisnosti o položaju koljenastog vratila prikazuje početak izgaranja ili položaj postotnog oslobodenja topline, a izračunava se trenutni volumen cilindra. Kao što je spomenuto prije, važno je mjerenje položaja koljenastog vratila kako bi se zajedno s mjerenjem tlaka u cilindru mogao prikazati indikatorski (p - V) dijagram.

Mjerenje položaja koljenastog vratila se vrši pomoću optičkog enkodera koji se ugrađuje na koljenasto vratilo (Slika 3.7). Enkoder sadrži visoko precizni markirani disk koji se očitava optičkim osjetnikom te se na taj način određuje položaj koljenastog vratila. Mjerenje može biti vrlo precizno, čak do 0.1° zakreta koljenastog vratila. Osim mjerenje položaja, pomoću enkodera moguće je i mjerenje brzine vrtnje motora.



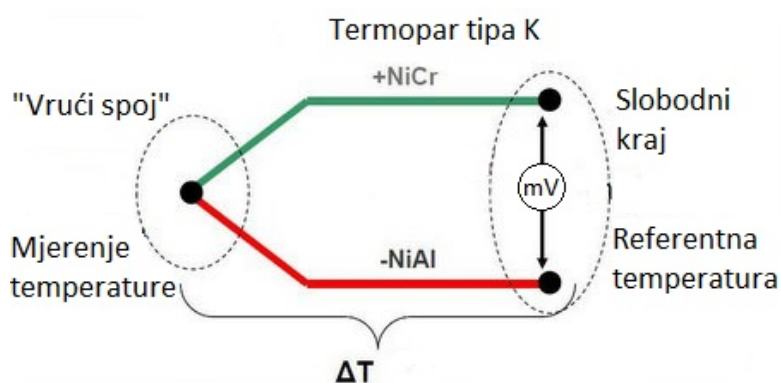
Slika 3.7. Shema optičkog enkodera [25].

3.2.4. Mjerenje temperature

U motoru se najčešće mjeri temperatura usisanog zraka, ispušnih plinova, ulja, rashladne tekućine, bloka motora i sl. Važno je i mjerenje promjene temperature u cilindru tokom izgaranja, ali je takvo mjerenje vrlo zahtjevno zbog brzih promjena temperature tokom izgaranja. Temperaturu izgaranja važno je mjeriti jer ona utječe na kemijske reakcije tokom izgaranja, pa samim time i na formiranje produkata izgaranja. Tako emisija dušikovih oksida (NO_x), ugljikovog monoksida (CO) i neizgorenih ugljikovodika (HC) uvelike ovisi o temperaturi izgaranja. Mjerenje temperature se vrši pomoću osjetnika temperature.

Jedna vrsta osjetnika temperature radi na principu promjene otpora uslijed promjene temperature. Mjerenjem otpora u osjetniku može se odrediti temperatura. Tako razlikujemo termistore, koji su na bazi keramike, i platinaste otporne termometre koji su na bazi platine [30]. Njihov odabir ovisi o mjestu primjene, a razlikuju se u točnosti, linearnosti, području rada i cijeni. Takva vrsta osjetnika najčešće se ugrađuju u automobile u serijskoj proizvodnji.

Postoje i takozvani termoparovi (Slika 3.8) koji se sastoje od dva različita metala koji su na jednom kraju spojeni zajedno, a drugi krajevi su im slobodni. Zbog razlike potencijala između njih može se izmjeriti napon. Promjenom temperature dolazi do promjene potencijala pa se promjenom napona može odrediti promjena temperature. S obzirom da se može mjeriti samo promjena temperature potrebno je temperaturu slobodnog kraja jednog materijala održavati konstantnom. Ta temperatura predstavlja referentnu temperaturu u odnosu na koju se, pomoću razlike napona, izračunava temperatura spoja. Prednost termoparova je široko temperaturno područje rada, jednostavnost, mala veličina i brz odaziv na promjenu temperature. Zbog toga se takva vrsta senzora najčešće koristi kod ispitivanja motora.



Slika 3.8. Shema termopara tipa K [26].

Mjerenje temperature plamena u cilindru zbog visokih temperatura i brze promjene moguće je samo pomoću pirometra. To je mjerni uređaj koji omogućuje bezkontaktno mjerenje temperature. Radi na principu mjerenja elektromagnetskog zračenja, odnosno isijane topline s promatranog objekta. Ovisno o načinu rada postoje optički i radijacijski pirometar. Može se koristiti za mjerenje temperature plamena, čela klipa ili stjenke cilindra. S obzirom da je za mjerenje potreban vizualni kontakt s objektom, u stjenci cilindra potrebno je napraviti rupu kako bi se mjerenje moglo izvršiti. Zbog visoke cijene koriste se samo za mjerenje visokih temperatura koje ostali osjetnici ne mogu izmjeriti.

3.2.5. Mjerenje ispušnih plinova

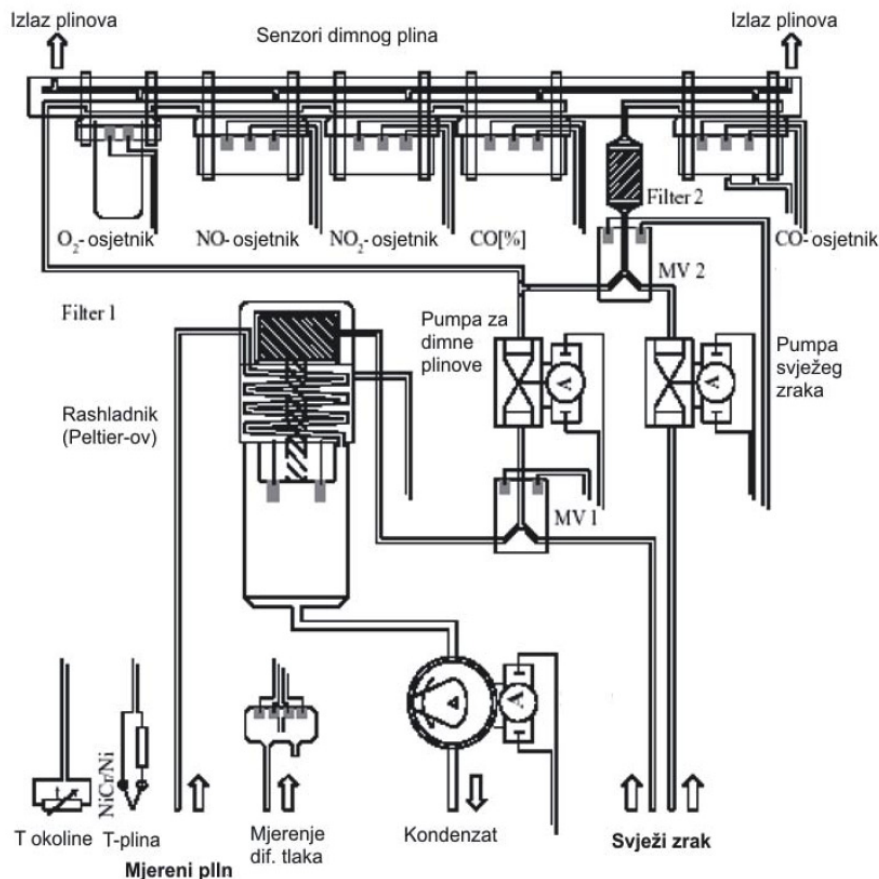
Ispušni plinovi u današnje vrijeme zbog ekološke osviještenosti imaju vrlo veliki značaj. S obzirom da se nastoje razviti motori sa što manjom emisijom štetnih ispušnih plinova važno je precizno mjerenje sastava ispušnih plinova. Sastav ispušnih plinova prikazuje kvalitetu izgaranja. Najvažnije je mjerenje udjela ugljikovog monoksida i dioksida (CO i CO_2), neizgorelih ugljikovodika (HC), dušikovih oksida (NO_x) i čestica.

Za mjerenje ispušnih plinova postoje metode kod kojih se količina ispušnih plinova mjeri direktno u ispušnom sustavu, te postoje metode kod kojih se odvodi ili uzima uzorak ispušenog plina te se analizira u izdvojenom uređaju.

Metode mjerenja sastava plinova direktno u ispušnom sustavu su apsorpcija infracrvenog zračenja (enlg. Non-dispersive infrared analyser (NDIR)), infracrvena spektroskopija s Fourierovom transformacijom (engl. Fourier transform infrared spectroscopy (FTIR)) i ultraljubičasta spektroskopija (engl. Ultraviolet–visible spectroscopy (UV-Vis)). Metode rade na principu Beer-Lambert¹⁶ zakona prema kojem je smanjenje intenziteta emitirane monokromatske zrake svjetlosti proporcionalno količini mjernih plinova u ispušnom plinu. U ispušni kanal ugrađen je odašiljač koji emitira monokromatsku zraku svjetlosti poprečno na ispušni kanal i prijemnik koji prima emitiranu zraku. Kod tih metoda dolazi do selektivne apsorpcije infracrvenog ili ultraljubičastog svjetla od strane plinova. Svaki plin apsorbira svjetlost na određenoj valnoj duljini zračenja. Smanjenje intenziteta svjetlosti određene valne duljine proporcionalno je količini spoja u ispušnim plinovima. Metoda apsorpcije infracrvenog zračenja može se koristiti za mjerenje ugljikovog dioksida i monoksida (CO i CO_2), dušikovih oksida (NO_x) i sumporovog dioksida (SO_2), dok se metoda ultraljubičaste spektroskopije može koristiti samo za mjerenje dušikovih oksida (NO_x) i sumporovog dioksida (SO_2).

Pri metodama kod kojih se uzima uzorak ispušnog plina, način uzimanja i obrade uzorka propisan je normom HRN ISO 10396 u kojoj su navedeni uvjeti pod kojima se može vršiti analiza sastava plinova kao i mjesto uzimanja uzorka. Uzorak plina se pomoću membranske pumpe dovodi do Peltierovog rashladnog uređaja gdje se naglo hladi te se izdvaja kondenzat. Tako obrađeni plinovi vode se na osjetnike za detekciju pojedinih plinova (Slika 3.9).

¹⁶ Beer-Lambert zakon predstavlja empirijsku relaciju apsorpcije svjetlosti u ovisnosti o svojstvima sredstva kroz koje svjetlost prolazi.



Slika 3.9. Shema uređaja za određivanje sastava ispušnih plinova [23].

Za mjerenje nekih ugljikovih spojeva može se koristiti metoda ionizacije plamena (engl. Flame ionization detector (FID)). Metoda radi na principu detekcije iona formiranih tokom izgaranja ugljikovih spojeva u plamenu vodika. Ispušni plinovi se miješaju s vodikom i izgaraju. Stvaranje iona proporcionalno je udjelu ugljika u struji plamena. Za detekciju iona koriste se anoda i katoda između kojih gori plamen. Najčešće se koristi za mjerenje neizgorenih ugljikovodika (HC), dok detekcija ugljikovog monoksida i dioksida (CO i CO₂) tom metodom nije moguća.

Za mjerenje kisika (O₂) može se koristiti metoda otkrivanja paramagnetizma¹⁷ (engl. Paramagnetic detection (PMD)). Kisik ima nesparene elektrone pa je podložan paramagnetizmu. Uređaj radi na principu stvaranja jakog nehomogenog magnetskog polja koje privlači molekule kisika u područje najjačeg magnetnog toka. Molekule kisika zatim fizički pomaknu uravnotežen detektor čiji otklon je proporcionalan koncentraciji kisika. S obzirom da dušikovi oksidi (NO_x) i ugljikov dioksid (CO₂) imaju blaga svojstva paramagnetizma, moguće je i njihovo mjerenje.

¹⁷ Paramagnetizam je oblik magnetizma koji se javlja samo u nazočnosti drugog magnetnog polja.

Mjerenje dušikovih oksida moguće je i kemiluminiscencijom¹⁸ (engl. Chemiluminescence detector (CLD)). Metoda radi na principu reakcije dušikovog monoksida (NO) s ozonom (O₃) koji je stvoren električnim pražnjenjem kisika (O₂) u grijanoj vakumskoj komori. Kemijskom reakcijom stvaraju se dušikovi dioksid (NO₂), kisik (O₂) i foton. Zatim se svjetlost (fotoni) mjeri s fotomultiplikatorom¹⁹ te se izračunava koncentracija dušikovih oksida (NO_x) u ispušnim plinovima. S obzirom da reagira samo dušikov monoksid (NO), potrebno je prije reakcije, uz pomoć katalizatora, pretvoriti dušikov dioksid (NO₂) u dušikov monoksid (NO).

Mjerenje kisika (O₂), dušikovih oksida (NO_x), ugljikovog monoksida (CO) i sumpornog dioksida (SO₂) moguće je i uz pomoć elektrolitskog potencimetrijskog osjetnika. Elektrolitski osjetnik sastoji se od radne i referentne elektrode (anode i katode) koje se nalaze u elektrolitu, te se između njih mjeri napon. Prolaskom plina preko membrane kroz radnu elektrodu dolazi do oksidacije ili redukcije plina te dolazi do promjene potencijala u radnoj elektrodi, a samim time i promjene napona između elektroda. Promjena napona struje proporcionalna je koncentraciji mjenenog plina u ispušnim plinovima. Svaki osjetnik je izrađen za detektiranje specifičnog plina. Tako se razlikuju materijali elektroda i elektrolita osjetnika za određivanje udjela kisika (O₂), ugljikovog monoksida i dioksida (CO i CO₂), te dušikovih oksida (NO_x) .

Mjerenje čestica vrši se direktno u ispušnoj cijevi pomoću metode difuzije svjetlosti ili triboelektrične metode. Kod nižih koncentracija čestica koristi se metoda difuzije svjetlosti, gdje se emitira svjetlost u dimni kanal, te se mjeri reflektirana svjetlost od čestica u dimnom plinu. Kod te metode laserska dioda zrači svjetlost na struju dimnog plina. Zrake svjetlosti koje se odbiju od čestica detektiraju se pomoću visoko osjetljivog osjetnika svjetlosti. Izmjerena količina reflektirane svjetlosti proporcionalna je koncentraciji čestica. Osim te metode moguće je koristiti i triboelektirčnu metodu. Kod te metode u ispušni kanal stavlja se metalna šipka poprečno na smjer strujanja ispušnih plinova. Čestice koje udaraju u šipku prenose statički elekticitet pomoću kojeg se određuje koncentracija krutih čestica u plinu.

Mjerenje čestica moguće je i metodom koja uzima uzorak ispušnog plina za mjerenje čestica, a zove se metoda izokinetičkog uzorkovanja. Kod te metode pomoću sonde pod izokinetičkim

¹⁸ Kemiluminiscencija je kemijski proces tokom kojeg neke kemijske reakcije emitiraju svjetlost.

¹⁹ Fotomultiplikator je vrlo osjetljivi detektor u području vidljivog, ultraljubičastog i bliskog infracrvenog zračenja. Električni signal koji nastaje na fotoosjetljivom sloju pojačava se do 100 milijuna puta, što omogućava registriranje pojedinačnih fotona [31].

uvjetima²⁰ uzima se uzorak dimnog plina iz ispušnog kanala, te se uz pomoć filtera papira određuje masa krutih čestica [32].

3.2.6. Mjerenje protoka zraka i potrošnje goriva

Mjerenje masenog protoka zraka je vrlo važno kod Ottovog motora jer motor mora raditi sa stehiometrijskom smjesom. Prema izmjerenom protoku ubrizgava se određena masa goriva kako bi smjesa bila stehiometrijska ($\lambda=1$). Kod HCCI i Diesel motora važno je mjerenje protoka zraka i količine ubrizganog goriva kako bi se mogao izračunati omjer zraka i goriva (λ). Kod ispitivanja motora važno je mjeriti količinu ubrizganog goriva jer ona predstavlja unesenu kemijsku energiju koja se u cilindru pretvara u toplinu i mehanički rad. Nakon mjerenja snage može se izračunati koliki je stupanj djelovanja motora tj. koliko se kemijske energije pretvorilo u mehanički rad. Mjerenje protoka zraka također je važno jer pokazuje stupanj punjenja cilindra²¹ koji je vrlo važan za postizanje veće snage motora.

Mjerenje masenog protoka zraka najčešće se provodi pomoću anemometra s vrućom žicom ili filmom. Rad anemometra se temelji na održavanju konstantne temperature žice ili filma. Prolaskom zraka odvodi se toplina sa žice ili filma, a potrebna električna za održavanje konstantne temperature žice proporcionalna je masenom protoku zraka. Takav osjetnik ima vrlo brz odaziv i visoku osjetljivost pa može pratiti vrlo brze promjene brzine strujanja.

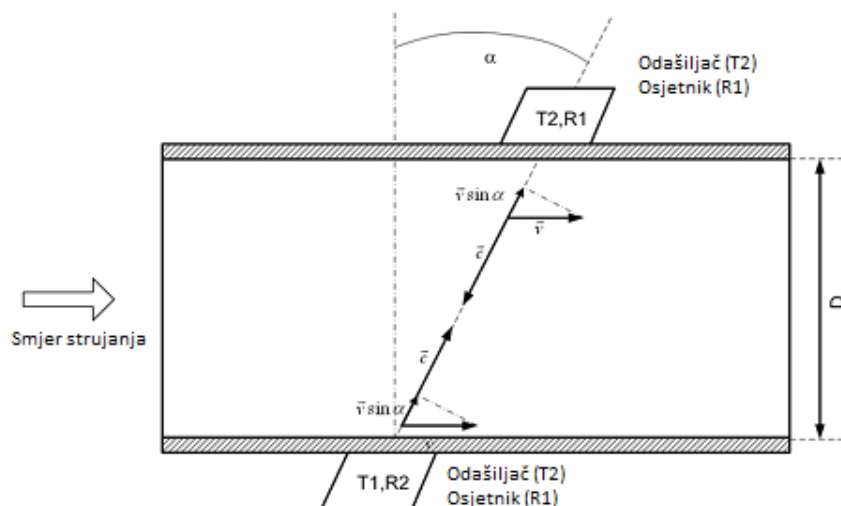
Najjednostavnije mjerenje protoka zraka je mjernom blendom ili sapnicom. U njoj se mjeri pad tlaka koji nastaje pri prolasku zraka kroz mjernu blendu ili sapnicu. Pomoću pada tlaka se izračunava brzina strujanja zraka te se pomoću veličine otvora blende ili sapnice izračunava volumenski protok zraka. Ako se mjeri tlak i temperatura zraka moguće je izračunati maseni protok zraka. Takav način mjerenja je najjeftiniji pa se zbog toga često koristi. Nedostatak takvih mjerila je ometanje protoka zraka te stvaranje pada tlaka u usisu.

Volumenski protok zraka također se često mjeri pomoću ultrazvuka. Rad mjerila s ultrazvukom temelji se na metodi diferencijalnog vremena putovanja ultrazvuka. U određenom mediju pod određenim uvjetima brzina širenja zvuka je konstantna. Ako se noseći fluid kreće, tada se u ovisnosti o smjeru širenja zvuka njegova brzina povećava ili smanjuje za vrijednost brzine kretanja tog fluida. Tako je frekvencija zvuka, mjerena pomoću osjetnika

²⁰ Izokinetički uvjeti su uvjeti kod kojih je konstantna brzina strujanja fluida kroz cijeli presjek strujanja. Kod mjerenja čestica to znači da brzina strujanja mora ostati nepromijenjena ulaskom u mlaznicu za uzimanje uzorka.

²¹ Stupanj punjenja cilindra jednak je omjeru mase svježe radne tvari koja ostane u cilindru nakon zatvaranja usisnog ventila, i referentne mase tj. mase svježe radne tvari koja bi stala u radni volumen cilindra kod stanja okolne atmosfere.

zvuka, funkcija kretanja nosećeg fluida. Kod takvog mjerila protoka, u cijev su nasuprot i pod određenim kutom postavljena dva ultrazvučna odašiljača i osjetnika zvuka (Slika 3.10). Kroz cijev se odašilju zvučni impulsi te se mjeri razlika vremena tj. pomak frekvencije između vremena prolazaka zvuka nizvodno i uzvodno u odnosu na smjer strujanja. Uz mjerenje temperature i tlaka zraka moguć je izračunati maseni protok. Prednost takvih mjerila je mogućnost mjerenja dinamičnih strujanja s promjenom smjera strujanja. Također takva mjerila ne ometaju protok zraka i ne uzrokuju pad tlaka.

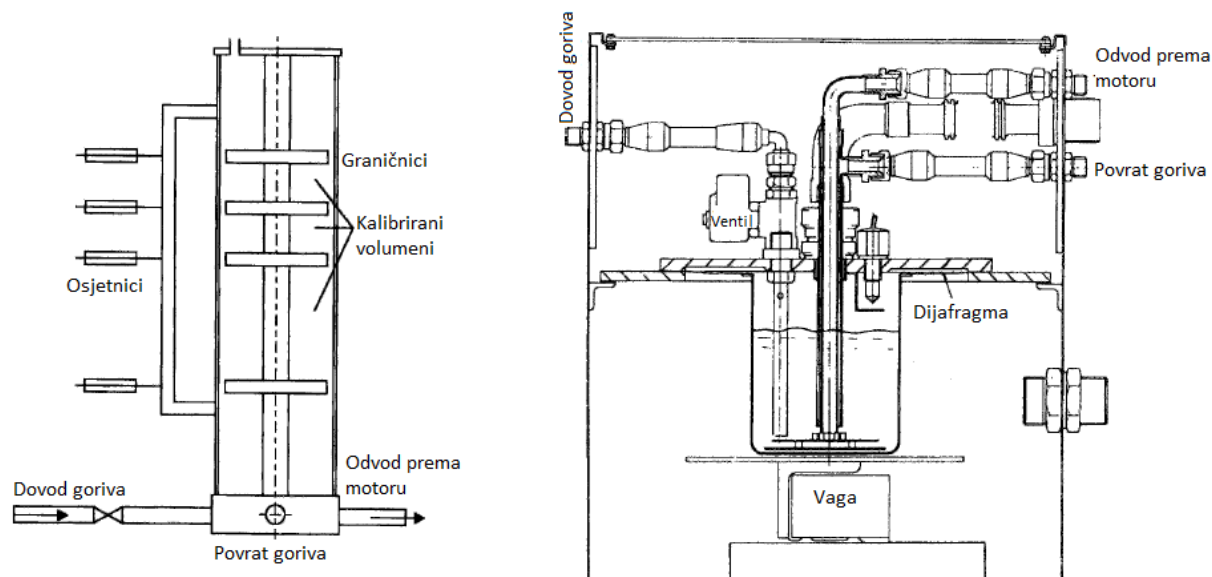


Slika 3.10. Shema uređaja za ultrazvučno mjerenje volumenskog protoka [33].

Mjerenje potrošnje tekućih goriva kod ispitivanja motora vrši se pomoću volumetrijskog ili gravimetrijskog mjerila. Volumetrijska mjerila mjere potrebno vrijeme rada motora za potrošnju određenog volumena goriva. Volumetrijska mjerila se sastoje od menzure koja ima više kalibriranih volumena koji na početku i kraju sadrže precizne optičke osjetnike (Slika 3.11 a)). Osjetnici daju signal na početku i na kraju pražnjenja odabranog kalibriranog volumena te se u tom periodu mjeri vrijeme potrebno za pražnjenje volumena. Iz vremena pražnjenja i volumena goriva može se izračunati volumna potrošnja goriva. Uz poznavanje gustoće goriva moguće je preračunavanje volumne potrošnje u masenu potrošnju.

Gravimetrijska mjerila mjere potrebno vrijeme rada motora za potrošnju određene mase goriva. Gravimetrijska mjerila sastoje se od posude s gorivom koja se nalazi na vagi (Slika 3.11 b)). Postupak mjerenja je jednak kao kod volumetrijskog mjerača. Mjeri se vrijeme od trenutka mjerenja mase goriva do trenutka potrošnje određene mase goriva. Iz masene potrošnje goriva i potrebnog vremena za potrošnju goriva izračunava se masena potrošnja goriva u jedinici vremena. Postoji i druga vrsta gravimetrijskog mjerila potrošnje goriva koji radi na principu uzgona. Mjerilo se sastoji od cilindričnog plovka koji se nalazi u cilindričnoj

posudi s gorivom. Plovak se nalazi u gorivu i spojeni je na osjetnik sile. Promjenom količine goriva mijenja se sila uzgona koja je proporcionalna promjeni mase goriva u posudi [21].



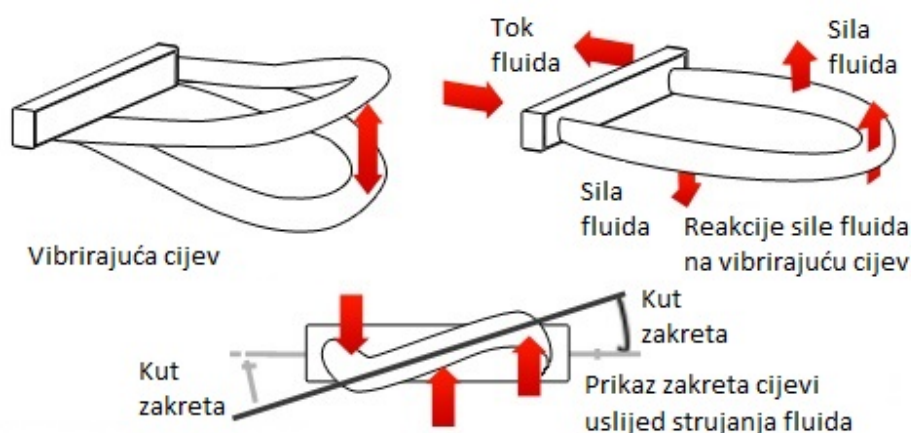
Slika 3.11. Shema sustava za mjerenje potrošnje goriva [21]: a) Volumetrijsko mjerilo, b) Gravimetrijsko mjerilo

Kod mjerila potrošnje goriva važan je i povrat goriva s motora jer moderni sustavi za ubrizgavanje vraćaju dio goriva natrag u spremnik. Zbog toga je potrebno u mjerila ugraditi sustav za povrat goriva koji regulira tlak i temperaturu povratnog goriva te uklanja mjehuriće pare koji su nastali prolaskom kroz sustav za ubrizgavanje goriva. Problem povrata goriva javlja se kod volumetrijskih mjerila jer povratno gorivo mijenja temperaturu goriva u posudi pa se time mijenja i gustoća što utječe na točnost mjerenja pri preračunavanju iz volumenske u masenu potrošnju. Gravimetrijski mjerila nisu osjetljiva na promjenu gustoće jer mjere masu goriva pa je kod njih lakše izvesti sustav za povrat goriva, a moguće je i posebno mjerenje mase povratnog goriva, ali to povećava kompleksnost i cijenu uređaja.

Mjerenje potrošnje plinovitih goriva vrši se pomoću mjerila za protoka plina. Mjerenje plinovitog goriva je mnogo zahtjevnije od mjerenja tekućih goriva. Gustoća plina je osjetljiva na tlak i temperaturu, pa ako se mjeri volumenski protok tada je potrebno mjeriti i tlak i temperaturu.

Za mjerenje volumenskog protoka koriste se turbinska mjerila. Turbinska mjerila se sastoje od rotora s lopaticama koje rotiraju prolaskom plina. Kutna brzina rotora proporcionalna je protoku plina [34]. Također je potrebno mjerenje temperature i tlaka plina kako bi se mogao izračunati maseni protok.

Mjerenje masenog protoka plinovitih i tekućih goriva moguće je uz pomoć mjerila koja koriste Coriolisov efekt²². Rad mjerila temelji se na djelovanju Coriolisove sile tako da se zakrivljene mjerne cijevi podvrgnu rotaciji ili oscilaciji oko jedne osi. Oscilacija se obično inicira i održava pomoću dvije elektromagnetske zavojnice koje fizički povezuju dvije zakrivljene mjerne cijevi. Prolaskom fluida kroz cijev U-oblika javlja se sila na stjenku cijevi okomita na tok tj. Coriolisova sila. Uslijed djelovanja Coriolisove sile dolazi do deformacije U-cijevi, a deformacija U-cijevi proporcionalna je protoku (Slika 3.12) [34]. Moderni mjerni instrumenti koji se koriste za ispitivanje motora rade na tom principu.



Slika 3.12. Princip rada Coriolisovog mjerila protoka.

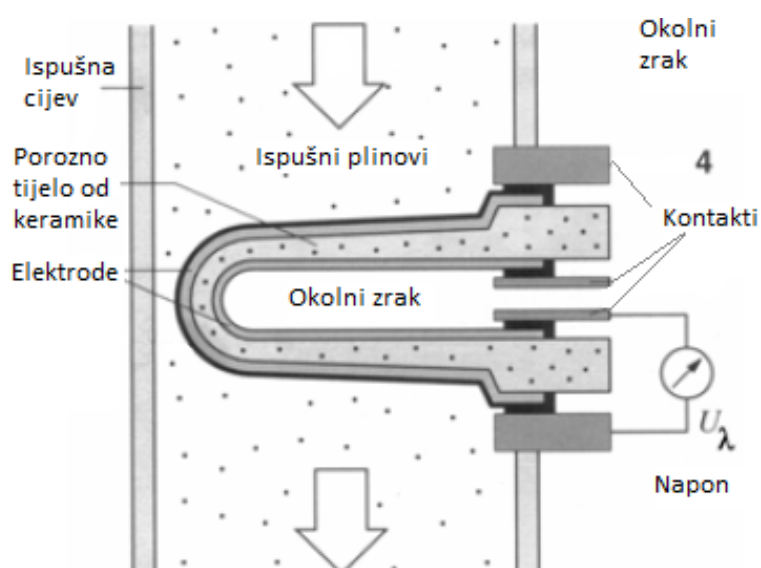
Mjerenje protoka ukapljenog naftnog plina je posebice problematično. Ukapljeni naftni plin je pohranjen kao tekućina pod visokim tlakom koja izlaskom iz spremnika isparuje. Prije nego plin uđe u cilindar potrebno mu je regulirati tlak i temperaturu jer uslijed ekspanzije dolazi do smanjena temperature. Zbog toga je mjerac protoka potrebno ugraditi nakon regulacije temperature i tlaka isparenog plina.

²² Coriolisov efekt predstavlja odklon pokretnog objekta kada se promatra s rotirajućeg referentnog okvira. Djeluje na svako tijelo koje se kreće unutar rotirajućeg sustava. Smjer Coriolisovog efekta okomit je na smjer kretanja tijela kao i na os rotacije određenog sustava. Snaga učinka proporcionalna je masi tijela koje se kreće, frekvenciji rotacije (oscilacije) i projekciji vektora brzine na ravninu okomitu na osi rotacije. Ako su smjer kretanja i os rotacije paralelni, učinak je ravan nuli.

3.2.7. Mjerenje omjera goriva i zraka

Mjerenje omjera goriva i zraka izvodi se pomoću osjetnika kisika (O_2) u ispušnom sustavu tzv. lambda sonde (Slika 3.13). Lambda sonda daje informacije o količini kisika u ispušnim plinovima te se na taj način može odrediti da li je smjesa zraka i goriva siromašna ($\lambda > 1$), bogata ($\lambda < 1$) ili stehiometrijska ($\lambda = 1$).

Lambda sonda se sastoji od posebne keramike (cirkonijevog oksida ZrO_2) koja na temperaturi iznad $315^\circ C$ postaje vodljiva za ione kisika. S vanjskih strana poroznog tijela od keramike nalaze se elektrode. Jedna elektroda je izložena ispušnim plinovima, a druga elektroda je izložena okolnom zraku. Ukoliko je sadržaj kisika u ispušnoj cijevi i u okolnom zraku različit, između elektroda počinju teći ioni kisika i nastaje električni napon.



Slika 3.13. Shema lambda sonde [19].

4. Plan provođenja eksperimenta

4.1. Cilj eksperimenta

Glavni cilj pokusa je utvrditi ponašanje HCCI motora pogonjenog etanolom pri različitim uvjetima rada. Proučava se utjecaj tlaka usisa, položaja faze izgaranja (CA50) i faktora zraka (ϕ) na snagu motora, stabilnost rada motora, stupanj djelovanja te emisije dušikovih oksida (NO_x), neizgorenih ugljikovodika (HC) i ugljikovog monoksida (CO).

4.2. Eksperimentalno ispitivanje HCCI motora

4.2.1. HCCI Motor

Eksperiment je proveden na 1.9 litrenom Volkswagenovom četvero-cilindarskim TDI motoru. Ali kod ispitivanja motor je radio samo s jednim cilindrom kako bi se smanjila mjerna nesigurnost. Taj cilindar je fizički izoliran od ostalih cilindara tj. ima zasebnu usisnu i ispušnu cijev. Također, na taj način smanjenja je i potrošnja goriva pri ispitivanju. Točna specifikacija motora navedena je u tablici 4.1. Ispitni motor je modificiran kako bi mogao raditi s HCCI načinom izgaranja. Na motoru je promijenjeno sljedeće [36]:

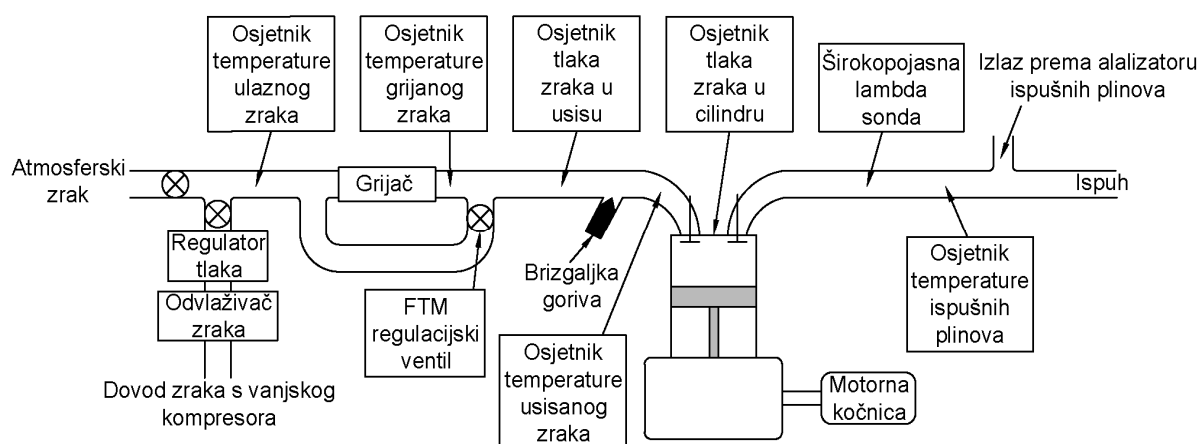
- Originalni klip s udubljenjem zamijenjen je klipom s ravnim čelom te je time smanjen i kompresijski omjer s 19.5:1 na 17:1.
- Žarna svjećica je uklonjena, a provrti su prošireni na standardni provrt svjećice od 10 mm, te su ugrađeni ionski osjetnici.
- Maknute su brizgaljke goriva te je umjesto njih ugrađen piezo-električni osjetnik tlaka.
- U modificirani usisni sustav ugrađene su brizgaljke goriva, a ubrizgavanje goriva kontrolirano je prilagođenim sustavom za ubrizgavanje s beskontaktnim relejima. Kontrolni signal stvara se pomoću National Instruments/Labview sistema. Također, u usis je ugrađeno mjerilo protoka zraka, osjetnik temperature i tlaka, te električni grijač snage 18 kW.
- Originalni turbopunjač je maknut, a tlak nabijanja se ostvaruje pomoću eksternog kompresora snage 74 kW te spremnikom od 6 m³. Time se osigurava konstantan tlak nabijanja.

- Na koljenasto vratilo ugrađen je osjetnik položaja koljenastog vratila.
- U ispušni sustav ugrađena je širokopojasna lambda sonda, osjetnik temperature.
- U ispušnom sustavu izveden je odvod plinova prema analizatoru ispušnih plinova
- Svi osjetnici su spojeni na računalo pomoću kojeg se regulira rad motora.

Tablica 4.1. Specifikacija ispitnog motora

| | |
|---------------------------------|---------------------------|
| Broj cilindara | 4 [-] |
| Redoslijed paljenja | 1-3-4-2 |
| Radni volumen | 1.9 [dm ³] |
| Kompresijski omjer | 17:1 [-] |
| Promjer klipa | 79.5 [mm] |
| Hod klipa | 95.5 [mm] |
| Duljina klipnjače | 144 [mm] |
| Broj ventila (usisni, ispušni) | 1, 1 |
| Kut otvaranja usisnog ventila | 2 [°KV prije GMT] |
| Kut zatvaranja usisnog ventila | 47.5 [°KV nakon DMT] |
| Kut otvaranja ispušnog ventila | 47.5 [°KV prije DMT] |
| Kut zatvaranja ispušnog ventila | 8 [°KV nakon GMT] |
| Prekrivanje ventila | 6 [°KV] |
| Brzina vrtnje motora | 1800 [min ⁻¹] |
| Volumen pri DMT | 503.68 [cm ³] |
| Volumen pri GMT | 29.63 [cm ³] |

Raspored ugrađene mjerne opreme i regulacijskih sustava prikazan je na slici 4.1.



Slika 4.1. Shema motora s ugrađenim osjetnicima i aktuatorima za prikupljanje podataka [36].

4.2.2. Kontrolni parametri kod ispitivanja motora

Glavni parametri kojima se kontroliralo HCCI izgaranje su:

- faktor zraka - ϕ ,
- faza izgaranja - CA50,
- tlak usisa.

4.2.2.1. Faktor zraka - ϕ

U Europskoj literaturi prikazuje se omjer zraka i goriva pomoću faktora pretička zraka λ , a u Američkoj literaturi prikazuje se omjer goriva i zraka pomoću faktora sastava smjese ϕ . S obzirom da je eksperimentalno istraživanje provedeno u SAD-u mjeren je faktor sastava smjese ϕ za koji će se u daljnjem radu koristiti naziv *faktor zraka* ϕ . Ta dva faktora su povezana jednačinom (4.1).

$$\phi = \frac{1}{\lambda}, \quad (4.1)$$

gdje je: λ prikazana jednačinom (4.2).

$$\lambda = \frac{Z}{Z_0}, \quad (4.2)$$

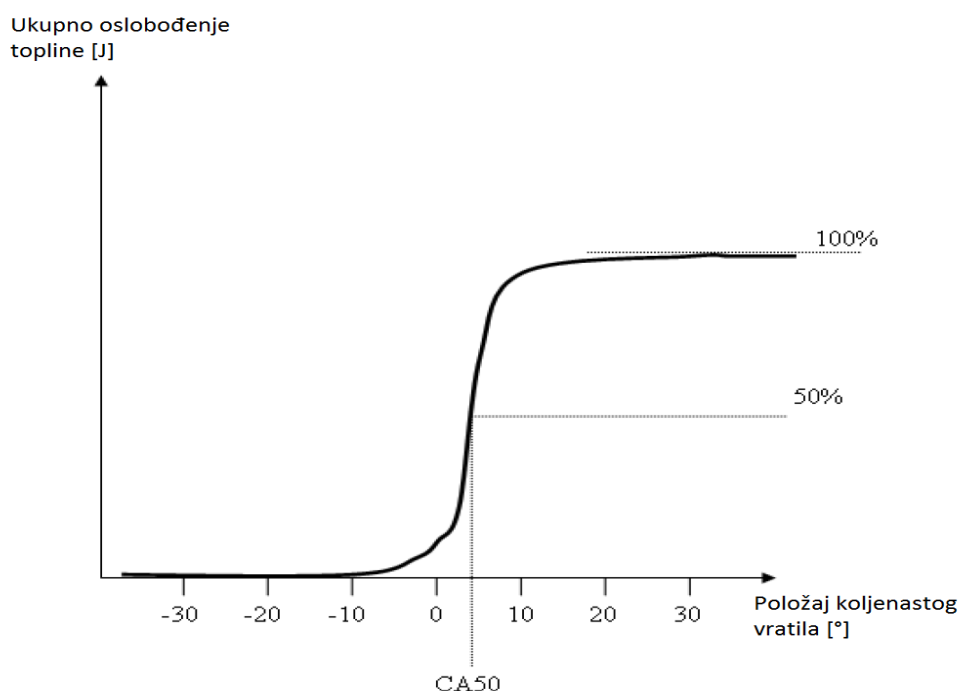
gdje su: Z (kg_Z/kg_G) - stvarna količina zraka za izgaranje 1 kg goriva (kg_G); Z_0 (kg_Z/kg_G) - stehiometrijska količina zraka za izgaranje 1 kg goriva.

Omjer goriva i zraka kontroliran je pomoću širokopojasne lambda sonde koja je ugrađena u ispuh svakoga cilindra. Kako bi se ostvario željeni omjer goriva i zraka, lambda sonda šalje signal računalu prema kojem računalo povećava ili smanjuje količinu ubrizganog goriva. Količina ubrizganog goriva kontrolira se trajanjem impulsa poslanog na brizgaljku goriva. Provjera rada lambda sonde moguća je pomoću izmjerenog ili izračunatog protoka zraka i mase ubrizganog goriva iz kojih se izračunava omjer goriva i zraka.

Pomoću omjera goriva i zraka moguće je upravljati snagom motora i fazom izgaranja. Faktor zraka također utječe na stabilnost rada, temperaturu izgaranja, emisiju ispušnih plinova, stupanj djelovanja i brzinu oslobođenja topline.

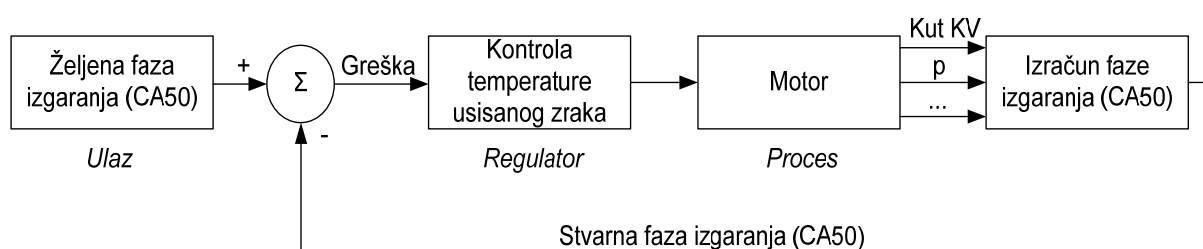
4.2.2.2. Faza izgaranja - CA50

Faza izgaranja definirana je položajem koljenastog vratila pri kojem je oslobođeno 50% toplinske energije (Slika 4.2) (engl. CA50 - crank angle 50% heat release). Položaj koljenastog vratila pri 50% oslobođenju toplinske energije izračunava se iz izmjereneog tlaka u cilindru. Položaj faze izgaranja definiran je stupnjevima koljenastog u odnosu na gornju mrtvu točku.



Slika 4.2. Tok oslobađanja topline i određivanje položaja faze izgaranja (CA50) [35].

Za podešavanje položaja faze izgaranja koristi se sustav za brzo toplinsko upravljanje (engl. FTM - fast thermal management) koji uspoređuje željeni položaj faze izgaranja s izračunatim položajem faze izgaranja od prethodnog ciklusa [36]. Sustav zatim mijenja temperaturu usisanog zraka kako bi se faza izgaranja pomaknula ranije ili kasnije. Ako se temperatura zraka poveća tada izgaranje nastupa ranije, a ako se smanji tada izgaranje nastupa kasnije. Princip rada FTM sustava prikazan je na slici 4.3.



Slika 4.3. Blok dijagram regulacijskog kruga za kontrolu položaja faze izgaranja (CA50) [39].

Osim temperature zraka na položaj faze izgaranja utječe i sastav smjese, količina i sastav recirkuliranih ispušnih plinova te tlak usisa. Položaj faze izgaranja obično se nalazi između 0 i 20 °KV poslije GMT, a ograničen je pojavom detonantinog izgaranja s jedne strane (položaj bliži GMT), te prevelikom cikličkom oscilacijom srednjeg indiciranog tlaka s druge strane (položaj udaljeniji od GMT).

Kod ispitivanja temperatura u usisu regulira se pomoću osjetnika temperature u usisu i električnog grijača od 18 kW koji je napajan vanjskim izvorom energije.

4.2.2.3. Tlak usisa

HCCI motor ne može raditi stabilno s visokim faktorom zraka ϕ , pa je najbolji način za povećanje snaga HCCI motora povećanje tlaka zraka u usisu. Povećanjem tlaka u usisu povećava se stupanj punjenja cilindra, a samim time i snaga motora jer u cilindar ulazi veća masa goriva i zraka.

Pri ispitivanju motora, željeni tlak usisa ostvaren je korištenjem vanjskog kompresora snage 74 kW sa spremnikom volumena 6 m³. Na taj način se osigurava konstantan tlak nabijanja koji je potreban za analizu utjecaja tlaka na ponašanje rada motora.

4.2.2.4. Brzina vrtnje motora

Utjecaj brzine vrtnje na rad HCCI motora nije ispitan jer je brzina vrtnje motora kontrolirana pomoću motorne kočnice s asinkronim motorom-generatorom bez frekvencijskog pretvarača. Pomoću motorne kočnice održavana je konstantna brzina vrtnje od 1800±5 min⁻¹, te je regulirano opterećenja motora. Snaga na spojci nije mjerena jer je četvero-cilindarski motor radio samo s jednim cilindrom pa izmjerena efektivna snaga ne bi bila realna.

4.2.3. Mjereni parametri

Pri ispitivanju motora mjereni su sljedeći parametri:

- tlak u usisu,
- temperatura svježe usisanog zraka i temperatura nakon grijača,
- tlak u cilindru,

položaj koljenastog vratila,

- faktor zraka ϕ ,
- masa ubrizganog goriva,
- temperatura ispušnih plinova,
- emisija i sastav ispušnih plinova.

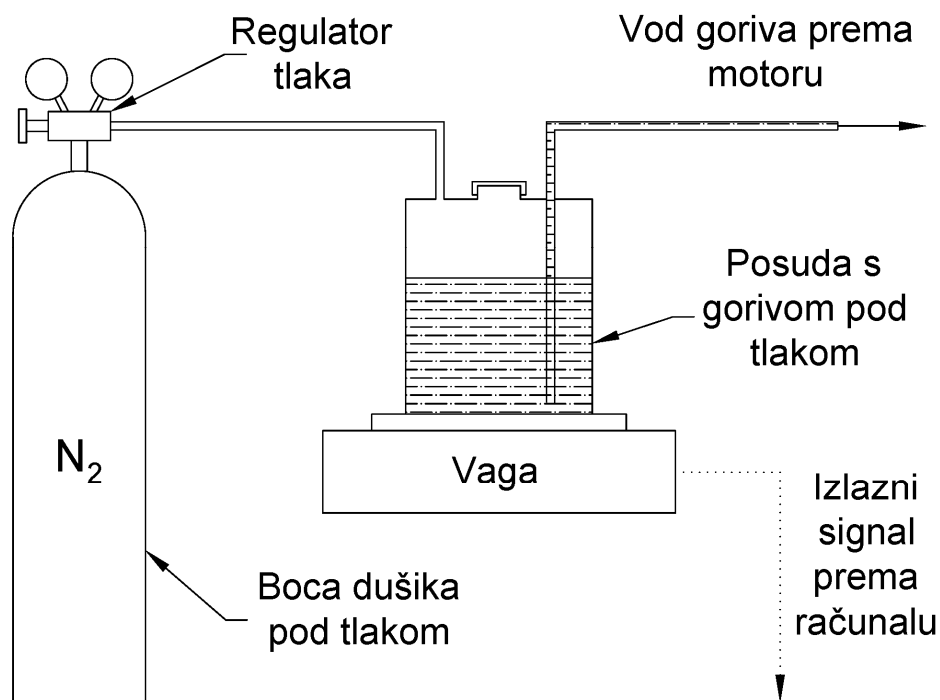
Tlak u usisu mjeran je pomoću piezo-otpornog osjetnika tlaka Kulite XTL-190 (M).

Temperatura zraka u usisu i ispuhu mjerena je pomoću termopara tipa K.

Tlak u cilindru mjeran je pomoću piezo-električnog osjetnika tlaka AVL QH33D. Mjerenje je vršeno za svakih 0.25° zakreta koljenastog vratila pomoću signala poslanog s enkodera na koljenastom vratilu.

Faktor zraka mjeran je pomoću širokopojasne lambda sonde Bosch LSU4.2 smještene u ispušnom sustavu. Rad lambda sonde provjeravao se kasnije izračunom faktora zraka iz izračunatog masenog protoka zraka i izmjerene masene potrošnje goriva.

Masena potrošnja goriva mjerena je sustavom za mjerenje masene potrošnje goriva pomoću vage (Slika 4.4). Sustav se sastoji od hermetički zatvorene posude s gorivom, vage i boce dušika (N_2) pod pritiskom. Posuda s gorivom smještena je na vagu koja je povezana s računalom. Vaga konstantno mjeri masu goriva u posudi. Boca dušika povezana je s posudom s gorivom. Njome se ostvaruje pretlak u posudi s gorivom, te je na taj način određen tlak ubrizgavanja goriva koji iznosi između 2,75 i 3,1 bar. Na taj način je riješen problem mjerenja povrata goriva koji je prisutan kod standardnih sustava ubrizgavanja goriva. Masa goriva u svakom ciklusu izračunava se iz izmjerene masene potrošnje goriva i frekvencije procesa. Masa ubrizganog goriva po ciklusu definirana je trajanjem impulsa koje računalo šalje na brizgaljku.



Slika 4.4. Shema sustava za mjerenje masene potrošnje goriva.

Mjerenje emisije ispušnih plinova provođeno je analizatorom plina Horiba koji se sastoji od:

- ionizatora plamena (engl. flame ionization detector (FID)) za mjerenje emisije neizgorenih ugljikovodika (HC),
- magnetsko-pneumatskog osjetnika koji paramagnetizmom (engl. paramagnetic detection (PMD)) mjeri preostali kisik (O_2),
- infracrvenog analizatora (engl. Non-dispersive infrared analyser (NDIR)) koji mjeri emisiju ugljikovog monoksida i dioksida (CO i CO_2),
- kemiluminescentnom (engl. Chemiluminescence detector (CLD)) koji mjeri sastav dušikovih oksida (NO_x).

Voda se iz analiziranih ispušnih plinova uklanja pomoću kondenzatora kako bi se zaštitila mjerna oprema.

4.3. Plan eksperimenta

Kao što je ranije navedeno kontrolni parametri u ovom pokusu su bili faktor zraka ϕ , tlak usisa i položaj faze izgaranja (CA50). Raspon kontrolnih parametara prikazan je u tablici 4.2. Za svaki tlak usisa i faktor zraka ϕ regulirana je temperatura usisanog zraka kako bi se postigao željeni položaj faze izgaranja (CA50). Kao ispitno gorivo korišten je etanol (C_2H_5OH).

Tablica 4.2. Raspon parametara ispitanih na HCCI motoru.

| Parametar | Područje testiranja | Korak |
|-----------------------|---------------------------|-------|
| Faktor zraka ϕ | 0.35 - 0.5 [-] | 0.05 |
| Tlak usisa | 1.4 - 2.2 [bar] | 0.4 |
| Faza izgaranja (CA50) | 2-10 [°KV poslije GMT] | 2 |
| Brzina vrtnje | 1800 [min ⁻¹] | - |

Za svaku radnu točku, koja se sastoji od određenog faktora zraka ϕ , tlaka usisa i faze izgaranja, mjereno je 300 uzastopnih radnih ciklusa. Iz 300 individualnih ciklusa zatim se izračunava srednji ciklus koji se koristi u analizi podataka.

Napomena: Eksperiment je proveo mentor rada dr. sc. Darko Kozarac u ispitnom laboratoriju u University of California Berkeley.

5. Eksperimentalni rezultati i analiza

5.1. Obrada izmjerenih podataka

5.1.1. Izmjereni podaci

Kao što je napomenuto u prethodnom poglavlju mjereni su temperatura i tlak usisa, temperatura i sastav ispušnih plinova, faktor zraka, tlak u cilindru i položaj koljenastog vratila. Vrlo je važno mjerenje tlaka u cilindru i položaja koljenastog vratila jer se pomoću njih preračunavaju ostali važni parametri kao što su srednji indicirani tlak, brzina oslobađanja topline, faza izgaranja (CA50), i temperatura u cilindru [37].

5.1.2. Proračun nemjerenih veličina iz izmjerenih podataka

Prije preračuna podataka, tlak svakog individualnog ciklusa je prvo filtriran pomoću Savitzky-Golay²³ filtra. Nakon toga se pomoću svih 300 individualnih ciklusa računa srednji tlak ciklusa pomoću kojeg se generira tok tlaka.

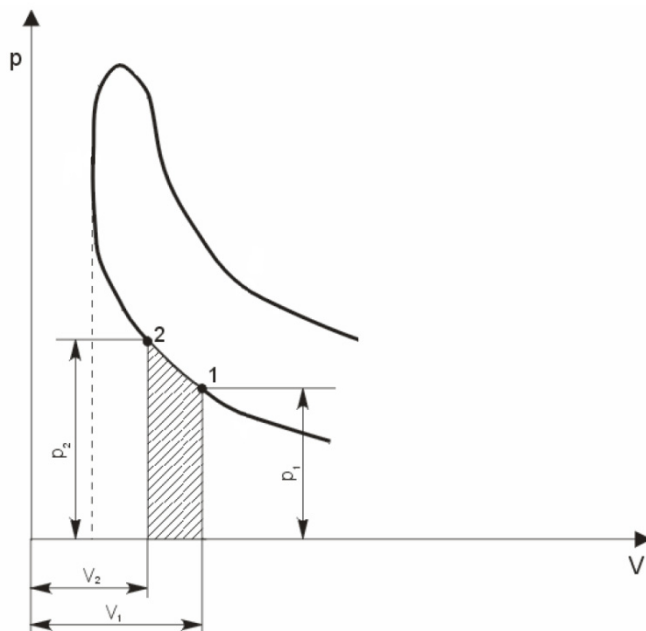
5.1.2.1. Srednji indicirani tlak

Kako su mjereni podaci za položaj koljenastog vratila i tlak za svaki položaj koljenastog vratila, moguće je izračunati rad za cijeli ciklus. S obzirom da je tlak mjeran svakih 0.25 °KV, za cijeli radni ciklus postoji 2880 mjerenja tlaka i položaja koljenastog vratila. Između susjednih mjernih točaka moguće je izračunavanje ostvarenog rada (Jednadžba (5.2)), a sa zbrajanjem svih pojedinih radova dobiva se rad za cijeli ciklus prema sljedećoj jednadžbi:

$$W_i = \oint_V p_c \cdot dV \approx \sum_j W_{i,j}, \quad (5.1)$$

gdje je: W_i [Nm] - indicirani rad za cijeli ciklus, p_c [Pa] - tlak u cilindru, dV [m³] - promjena volumena između dvije točke, $W_{i,j}$ [Nm] - rad u točki j , j [-] - svaka točka za koju je izvršeno mjerenje ($j = 1 \rightarrow 2880$).

²³ Savitzky-Golay filter je digitalni filter koji koristi polinom s metodom najmanjih kvadrata, te se primjenjuje na skup digitalnih podataka u svrhu zaglađivanja signala sa velikim šumom. [19]



Slika 5.1. Shema podjele toka tlaka i volumena na male vremenske intervale[5].

Kao što se vidi na slici 5.1, rad se izračunava između dvije susjedne točke i to prema sljedećem izrazu:

$$W_{i,j} = \int_{V_j}^{V_{(j+1)}} p_c \cdot dV \approx \frac{p_{(j+1)} + p_j}{2} \cdot (V_{(j+1)} - V_j), \quad (5.2)$$

gdje je: p_j [Pa] - tlak u točki j , V_j [m³] - volumen u točki j , $p_{(j+1)}$ [Pa] - tlak u točki $(j + 1)$, $V_{(j+1)}$ [m³] - volumen u točki $(j + 1)$.

Kako je mjeren kut koljenastog vratila, a ne volumen cilindra, potrebno je pomoću jednadžbe (5.3) preračunati volumen za svaki položaj koljenastog vratila.

$$V(\alpha) = V_K + \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot h(\alpha), \quad (5.3)$$

gdje je: $V(\alpha)$ [m³] - volumen cilindra u ovisnosti o kutu koljenastog vratila α , V_K [m³] - kompresijski volumen (prikazan jednadžbom (5.4)), ε [-] - kompresijski omjer, $h(\alpha)$ [-] - pomak klipa u ovisnosti o kutu koljenastog vratila α , α [°] - kut zakreta koljenastog vratila u odnosu na GMT.

$$V_K = V_H \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1}, \quad (5.4)$$

gdje je: V_H [m³] - radni volumen cilindra (prikazan jednadžbom (5.5)), ε [-] - kompresijski omjer.

$$V_H = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot H, \quad (5.5)$$

gdje je: D [m] - promjer cilindra, H [m] - hod klipa.

Pomak klipa $h(\alpha)$ određen je jednadžbom:

$$h(\alpha) = r \cdot \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda_H} \left(1 - \sqrt{1 - \lambda_H^2 \sin^2 \alpha} \right) \right], \quad (5.6)$$

gdje je: λ_H [-] - omjer klipnjače koji je određen jednadžbom (5.7).

$$\lambda_H = \frac{r}{l}, \quad (5.7)$$

gdje je: r [m] - polumjer osnovnog koljena koljenastog vratila, l [m] - duljina klipnjače.

Srednji indicirani tlak se zatim izračunava pomoću sljedeće jednadžbe:

$$p_i = \frac{W_i}{V_H}, \quad (5.8)$$

gdje je: W_i [Nm] - indicirani rad procesa, V_H [m³] - radni volumen cilindra.

5.1.2.2. Srednji indicirani tlak za zatvoreni radni ciklus (bruto)

Srednji indicirani tlak za zatvoreni radni ciklus predstavlja srednji indicirani tlak samo za područje radnog ciklusa od zatvaranja usisnog ventila do otvaranja ispušnog ventila. U daljnjem radu koristit će se naziv *bruto rad*.

Bruto rad izračunava se jednako kao i srednji indicirani tlak (jednadžba (5.8)) samo je područje zbroja radova manje. U konkretnom slučaju za puni ciklus se izračunava od 0 do 720 °KV, dok se za zatvoreni ciklus izračunava od 227.5 (položaj zatvaranja usisnog ventila (UVZ)) do 492.5 (položaj otvaranja ispušnog ventila (IVO)) °KV (jednadžba (5.9)).

$$W_{i,b} = \int_{UVZ}^{IVO} p \cdot dV \approx \sum_{j=UVZ}^{IVO} W_{i,j} \quad (5.9)$$

5.1.2.3. Indicirana snaga

Indicirana snaga motora se preračunava iz indiciranog rada prema sljedećem izrazu:

$$P_i = W_i \cdot z_c \cdot \frac{2 \cdot n}{T_m}, \quad (5.10)$$

gdje je: P_i [W] - indicirana snaga, z_c [-] - broj cilindara motora, n [s⁻¹] - brzina vrtnje motora, T_m [-] - broj taktova.

Moguće je izračunavanje i bruto snage gdje se umjesto indiciranog rada uvrštava bruto indicirani rad, kao što je prikazano u jednadžbi (5.11).

$$P_{i,b} = W_{i,b} \cdot z_c \cdot \frac{2 \cdot n}{T}, \quad (5.11)$$

gdje je: $P_{i,b}$ [W] - bruto indicirana snaga, $W_{i,b}$ [Nm] - bruto indicirani rad.

5.1.2.4. Koeficijent varijacije srednjeg indiciranog tlaka

Koeficijent varijacije je odnos standardne devijacije i aritmetičke sredine. Standardna devijacija predstavlja prosječno odstupanje svih vrijednosti niza od srednje vrijednosti niza i to u apsolutnom iznosu. Aritmetička sredina predstavlja omjer zbroja članova i ukupnog broja članova.

$$CoV_{p_i} = \frac{\sigma_{p_i}}{\bar{p}_i}, \quad (5.12)$$

gdje je: CoV_{p_i} [%] - koeficijent varijacije srednjeg indiciranog tlaka (u daljnjem tekstu skraćeno nazivan koeficijent varijacije tlaka), σ_{p_i} [Pa] - standardna devijacija srednjeg indiciranog tlaka, \bar{p}_i [Pa] - srednja vrijednost srednjeg indiciranog tlaka.

Standardna devijacije tlaka računa se prema sljedećem izrazu:

$$\sigma_{p_i} = \sqrt{\frac{\sum_{n=1}^{x_u} (p_{i,n} - \bar{p}_i)^2}{x_u - 1}}, \quad (5.13)$$

gdje je: $p_{i,n}$ [Pa] - srednji indicirani tlak za svaki ciklus, x_u [-] - broj ciklusa.

5.1.2.5. Intenzitet detonacije

Detonantno izgaranje kod HCCI motora nije jednako detonantnom izgaranju kod Ottovog motora. Kod Otto motora smjesa se upali iskrom na svjećici te nastaje plamen koji se prostorno širi po cijelom prostoru izgaranja dok sva smjesa ne izgori. Uslijed širenja plamena u neizgorenom dijelu smjese dolazi do povećanja tlaka i temperature. Ako se tlak i temperatura neizgorenog dijela smjese poveća iznad granice samozapaljenja dolazi do naglog izgaranja preostale smjese uz brzi porast tlaka. U prostoru izgaranja mjestimično nastaju visoki tlakovi i tlačni valovi te dolazi do titranja tlaka. Titranje tlaka uzrokuje vibracije dijelova motora koje rezultiraju glasnijim radom motora. Detonantno izgaranje može dovesti do velikih oštećenja motora.

Kod HCCI motora izgaranje nastupa samozapaljenjem smjese pa uvijek smjesa brzo izgori. Uslijed brzog izgaranja nastaju tlačni valovi koji uzrokuju oscilacije tlaka. Ti tlačni valovi slični su valovima kod detonantnog izgaranja u Ottovom motoru. Ako je izgaranje prebrzo dolazi do velikog intenziteta tlačnog vala, a to rezultira velikom oscilacijom tlaka. Svaki od tih tlačnih valova sadrži široki raspon frekvencije. Kako bi se mogla odrediti energija sadržana u tlačnim valovima potrebno je rastaviti val u niz harmoničnih valova. Intenzitet harmoničnog vala je zapravo tok snage te je izražen jedinicom W/m^2 . U jednadžbi (5.14) prikazan je prijenos energije s harmoničnog vala na površinu u jedinici vremena.

$$I = \frac{1}{2 \cdot \kappa} \cdot \frac{\Delta p^2}{p} \cdot \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_c}, \quad (5.14)$$

gdje je: $I [\text{W/m}^2]$ - intenzitet harmoničnog vala, $p [\text{Pa}]$ - srednji tlak u cilindru, $\Delta p [\text{Pa}]$ - amplituda pulsacije tlaka, $\kappa [-]$ - izentropski eksponent, $R [\text{J/kgK}]$ - plinska konstanta, $T_c [\text{K}]$ - temperatura u cilindru.

Kako bi se dobio intenzitet detonacije potrebno je pomoću jednadžbe (5.15) skalirati amplitudu pulsacije tlaka.

$$\Delta p = \beta \cdot \frac{dp}{dt_{\max}}, \quad (5.15)$$

gdje je: $\beta [-]$ - faktor skaliranja dobiven eksperimentalnim podacima, $\left(\frac{dp}{dt_{\max}}\right) [\text{kPa/msec}]$ - najveća brzina rasta tlaka.

Uvrštavanjem jednadžbe (5.15) u (5.14) dobiva se jednadžba za intenzitet detonacije:

$$\text{Intenzitet detonacije} \approx \frac{1}{2 \cdot \kappa} \cdot \frac{\left(\beta \cdot \frac{dp}{dt_{\max}}\right)^2}{p_{\max}} \cdot \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_c}, \quad (5.16)$$

Dozvoljena gornja granica za intenzitet detonacije je 5 MW/m^2 .

5.1.2.6. Faktor zraka ϕ

Faktor zraka ϕ se mjeri, ali se može i izračunati kako bi se provjerio rad lambda sonde. Izračunava se prema sljedećoj jednadžbi:

$$\phi = \frac{\dot{m}_G}{\dot{m}_Z} = \frac{m_{G,C}}{m_{Z,C}}, \quad (5.17)$$

gdje je: $\dot{m}_G [\text{kg/s}]$ - maseni protok goriva, $\dot{m}_Z [\text{kg/s}]$ - maseni protok zraka, $m_{G,C} [\text{kg}]$ - masa goriva u cilindru prije izgaranja, $m_{Z,C} [\text{kg}]$ - masa zraka u cilindru prije izgaranja.

5.1.2.7. Temperatura u cilindru

Temperatura u cilindru izračunava se za zatvoreni dio ciklusa. Prvo je potrebno izračunati temperaturu smjese u cilindru u trenutku zatvaranja usisnog ventila. Temperatura smjese u cilindru se ne može točno izračunati, već se procjenjuje na temelju pretpostavljene mase u cilindru i temperature zraka u usisu. Izračun se vrši iterativnim postupkom pomoću jednadžbe stanja plina. U vrijeme zatvaranja usisnog ventila tlak i volumen u cilindru su poznati jer se mjere, dok se pretpostavljena masa u prvoj iteraciji preračunava iz izmjerenog omjera goriva i zraka te količine ubrizganog goriva. Dobivena temperatura nakon svake iteracije uspoređuje se s temperaturom zraka u usisu.

Jednadžba stanja plina prikazana je pomoću sljedeće jednadžbe:

$$p_c^{UVZ} \cdot V^{UVZ} = m_c^{UVZ} \cdot R^{UVZ} \cdot T_c^{UVZ}, \quad (5.18)$$

gdje je: p_c^{UVZ} [Pa] – tlak u cilindru u vrijeme zatvaranja usisnog ventila, V^{UVZ} [m³] – volumen cilindra u vrijeme zatvaranja usisnog ventila, m_c^{UVZ} [kg] – masa smjese u cilindru u vrijeme zatvaranja usisnog ventila, R^{UVZ} [kJ/kgK] – plinska konstanta za smjesu u cilindru u vrijeme zatvaranja usisnog ventila, T_c^{UVZ} [K] – temperatura u cilindru u vrijeme zatvaranja usisnog ventila.

p_c^{UVZ} i V^{UVZ} su poznate veličine je se mjere, odnosno proračunavaju. m_c^{UVZ} i R^{UVZ} su nepoznate te ih treba pretpostaviti, odnosno izračunati, kako bi se mogla izračunati temperatura u cilindru u trenutku zatvaranja usisnog ventila.

Masa u cilindru izračunava se prema sljedećoj jednadžbi:

$$m_c^{UVZ} = m_{Z+G} + m_{PI}, \quad (5.19)$$

gdje je: m_{Z+G} [kg] – masa zraka i goriva u cilindru, m_{PI} [kg] – masa produkata izgaranja u cilindru.

Masa goriva u cilindru m_G se može izračunati iz masenog protoka goriva (jednadžba (5.20)), dok se masa zraka m_Z i masa produkata izgaranja m_{PI} procjenjuje. Masa zraka se može pretpostaviti na temelju izmjerenog faktora zraka ϕ i izračunate mase goriva u cilindru m_G (jednadžba (5.17)). Masa produkata izgaranja m_{PI} pretpostavlja se kao 5% ukupne mase smjese u cilindru. Produkti izgaranja su prisutni zbog nepotpunog ispiranja cilindra za vrijeme izmjene radnog medija.

$$m_G = \frac{\dot{m}_G}{f}, \quad (5.20)$$

gdje je: f [ciklus/s] - frekvencija ciklusa (jednadžba (5.21)).

$$f = \frac{n}{60} \cdot \frac{2}{T_m}. \quad (5.21)$$

Nakon što se izračuna masa i sastav smjese izračunava se plinska konstanta smjese prema sljedećoj jednadžbi :

$$R = \sum_{i=1}^n x_i \cdot R_i, \quad (5.22)$$

gdje je: x_i [-] - maseni udio pojedine komponente u smjesi (jednadžba (5.23)), R_i [kJ/kgK] - plinska konstanta pojedine komponente u smjesi.

$$x_i = \frac{m_i}{m_c^{UVZ}}, \quad (5.23)$$

gdje je: m_i [kg] - masa pojedine komponente u smjesi.

Nakon što se izračunaju masa u cilindru m_c^{UVZ} i plinska konstanta R^{UVZ} , može se izračunati temperatura u cilindru T^{UVZ} prema jednadžbi (5.18). Kroz više iteracija promjenom mase smjese u cilindru dobiva se procijenjena temperatura smjese u cilindru u trenutku zatvaranja usisnog ventila.

Poznavanjem početnih uvjeta moguće je izračunati tok temperature u cilindru za zatvoreni radni ciklus uz pomoć jednadžbe stanja plina uzimajući u obzir promjenu sastava smjese uslijed izgaranja i promjenu mase smjese uslijed propuštanja klipnih prstena.

Iz procijenjene mase u cilindru m_z^{UVZ} moguće je izračunati maseni protok zraka pomoću sljedeće jednadžbe:

$$\dot{m}_z = m_z^{UVZ} \cdot f, \quad (5.24)$$

5.1.2.8. Oslobođenje toplinske energije i faza izgaranja (CA50)

CA50 predstavlja kut koljenastog vratila kod kojeg se oslobodi 50% toplinske energije iz goriva u cilindru. Za izračunavanje CA50 potrebno je poznavati cjelokupni profil oslobađanja topline. Izračunava se oslobađanje topline koje u obzir uzima izmjenu topline sa stjenkama prostora izgaranja i promjenu mase u cilindru uslijed propuštanja mase kroz klipne prstene. Brzina takvog oslobođenje topline računa se prema sljedećoj jednadžbi [43]:

$$\frac{dQ}{d\alpha} = m_c \cdot c_v \cdot \frac{dT_c}{d\alpha} + p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_w}{d\alpha} + \frac{1}{\rho} \cdot p \cdot \frac{dm_c}{d\alpha}, \quad (5.25)$$

gdje je: c_v [kJ/kgK] - specifični toplinski kapacitet pri konstantnom volumenu, Q_w [J] - toplota odvedena kroz stijenke prostora izgaranja, ρ [kg/m³] - gustoća smjese, κ [-] - izentropski eksponent, α [°] - kut koljenastog vratila.

Promjena volumena u zavisnosti o položaju koljenastog vratila opisana je jednačbom (5.3).

Promjena temperature u cilindru ($\frac{dT_c}{d\alpha}$) izračunava se prema jednačbi (5.26). Tlak u cilindru se mjeri. Izmjena topline kroz stijenke prostora izgaranja ($\frac{dQ_w}{d\alpha}$) izračunava se pomoću Woschnijevog modela za prijelaz topline u cilindru.

Na jednačbi (5.26) prikazana je promjena temperature u cilindru u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila. Iz izračunate temperature za sve mjerne točke dobiva se tok temperature za cijeli ciklus. Tok se dobiva spajanjem susjednih mjernih točaka koje su mjerene svakih 0.25° zakreta koljenastog vratila. Nagib krivulje između susjednih točaka predstavlja promjenu temperature u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila ($\frac{dT_c}{d\alpha}$).

$$\frac{dT_c}{d\alpha} = tg(\beta) = \frac{T_{i+1} - T_i}{\alpha_{i+1} - \alpha_i}, \quad (5.26)$$

gdje je: β [°] - nagib linije između dvije mjerne točke, T_{i+1} [K] - temperatura u točki i+1, T_i [K] - temperatura u točki i, α_{i+1} [K] - temperatura u točki i+1, α_i [K] - temperatura u točki i.

Kako je pomoću jednačbe (5.25) izračunat cjelokupni profil brzine oslobađanja topline, prema sljedećoj jednačbi može se izračunati CA50 [39]:

$$\int_{UVZ}^{CA50} \frac{dQ}{d\alpha} d\alpha = 50\% \cdot \left(\int_{UVZ}^{IVO} \frac{dQ}{d\alpha} d\alpha \right). \quad (5.27)$$

Iz jednačbe (5.27) vidljivo je da se CA50 može izračunati tek kad izgaranje završi i to prema sljedećim koracima [39]:

1. Izračunava se ukupno oslobađanje topline kao funkcija položaja koljenastog vratila x :

$$Q(x) = \int_{UVZ}^x \frac{dQ}{d\alpha} d\alpha. \quad (5.28)$$

2. Izračunava se ukupno oslobađanje topline za zatvoreni radni ciklus:

$$Q_{UK} = \int_{UVZ}^{IVO} \frac{dQ}{d\alpha} d\alpha. \quad (5.29)$$

3. Od koraka 1. za svaku vrijednost x oduzima se 50% koraka 2.
4. Uzima se apsolutna vrijednost koraka 3.
5. CA50 je vrijednost x za koju je apsolutna vrijednost točke 3. jednaka ili najbliža nuli.

5.1.2.9. Izentropski eksponent κ

Izentropski eksponent smjese izračunava se pomoću sljedeće jednadžbe:

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_p}{c_p - R}, \quad (5.30)$$

gdje je: c_p [kJ/kgK] - specifični toplinski kapacitet smjese pri konstantnom tlaku, c_v [kJ/kgK] - specifični toplinski kapacitet smjese pri konstantnom volumenu.

Specifični toplinski kapacitet smjese izračunava se pomoću sljedeće jednadžbe:

$$c_p = \sum_{i=1}^n x_i \cdot c_{p,i}, \quad (5.31)$$

gdje je: $c_{p,i}$ [kJ/kgK] - specifični toplinski kapacitet pojedine komponente u smjesi.

Specifični toplinski kapaciteti pojedinih plinova očitavaju se iz toplinskih tablica [42].

Specifični toplinski kapaciteti smjese mijenjaju se u odnosu na kut zakreta koljenastog vratila jer dolazi do promjene temperature u cilindru i promijene sastava uslijed izgaranja. Sastav smjese ovisi o omjeru goriva i zraka, udjelu zaostalih ispušnih plinova i o izgaranju goriva.

Iz jednadžbe (5.25) može se odrediti količina izgorenog goriva u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila. Prema tome, uz pretpostavku potpunog izgaranja, može se izračunati sastav smjese u svakom položaju koljenastog vratila pomoću jednadžbi (5.32), (5.33), (5.37), (5.38), (5.39).

$$m_{G,tren} = (1 - x(\alpha)) \cdot m_G, \quad (5.32)$$

gdje je: $m_{G,tren}$ [kg] - trenutna masa goriva u cilindru, $x(\alpha)$ [-] - udio izgorenog goriva u određenom položaju koljenastog vratila, m_G [kg] - ukupna masa goriva u cilindru prije početka izgaranja.

$$n_{O_2} = O_{stv} - x(\alpha) \cdot O_{min} \cdot m_G, \quad (5.33)$$

gdje je: n_{O_2} [kmol] - trenutna količina kisika u cilindru, O_{stv} [kmol] - ukupna količina kisika u cilindru na početku izgaranja, O_{min} [kmol/ kg_G] - količina kisika potrebna za potpuno izgaranje goriva.

Ukupna količina kisika se izračunava pomoću sljedeće jednadžbe:

$$O_{stv} = \frac{Z_{stv}}{0.21}, \quad (5.34)$$

gdje je: Z_{stv} [kmol] - ukupna količina zraka u cilindru koja se računa pomoću sljedeće jednadžbe:

$$Z_{\text{stv}} = \frac{m_Z^{\text{UVZ}}}{M_Z}, \quad (5.35)$$

gdje je: M_Z - [kg/kmol] - molna masa zraka.

Minimalna količina zraka za izgaranje jedan kilogram goriva $C_xH_yO_z$ određena je sljedećom jednažbom:

$$O_{\min} = \frac{\frac{x}{12} + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}}{12 \cdot x + y + 16 \cdot z}, \quad (5.36)$$

gdje je: x [-] - broj atoma ugljika u sastavu goriva, y [-] - broj atoma vodika u sastavu goriva, z [-] - broj atoma kisika u sastavu goriva.

$$n_{\text{CO}_2} = x(\alpha) \cdot n'_C \cdot m_G + n_{\text{CO}_2, \text{zaost}}, \quad (5.37)$$

gdje je: n_{CO_2} [kmol] - trenutna količina ugljikovog dioksida u cilindru, n'_C [kmol/ kg_G] - količina ugljika u jedinici goriva prije izgaranja, $n_{\text{CO}_2, \text{zaost}}$ [kmol] - zaostala količina ugljikovog dioksida u cilindru od prethodnog izgaranja.

$$n_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot Z_{\text{stv}} + n_{\text{N}_2, \text{zaost}}, \quad (5.38)$$

gdje je: n_{N_2} [kmol] - trenutna količina dušika u cilindru po jedinici goriva prije izgaranja, $n_{\text{N}_2, \text{zaost}}$ [kmol] - zaostala količina dušika u cilindru od prethodnog izgaranja.

$$n_{\text{H}_2\text{O}} = x(\alpha) \cdot n'_H \cdot m_G + n_{\text{H}_2\text{O}, \text{zaost}}, \quad (5.39)$$

gdje je: $n_{\text{H}_2\text{O}}$ [kmol] - trenutna količina vodene pare u cilindru po jedinici goriva, n'_H [kmol/ kg_G] - količina vodika u jedinici goriva, $n_{\text{H}_2\text{O}, \text{zaost}}$ [kmol] - zaostala količina vodene pare u cilindru od prethodnog izgaranja.

Masa pojedine komponente se zatim izračunava pomoću njene molne mase prema sljedećoj jednažbi:

$$m_i = n_i \cdot M_i, \quad (5.40)$$

gdje je: n_i [kmol] - količina pojedine komponente u cilindru, M_i [kg/kmol] - molna masa pojedine komponente.

5.1.3. Proračun snage kompresora i grijača

Pri ispitivanju motora korišteni su grijač i kompresor pogonjeni s vanjskim izvorom energije. Kako je za rad motora potreban grijač i kompresor, potrebno je izračunati snagu za njihov pogon. Kako bi se dobila stvarana iskoristiva snaga motora potrebno je snagu grijača i kompresora oduzeti od indicirane snage.

5.1.3.1. Snaga kompresora

Snaga kompresora najviše ovisi o potrebnom tlaku nakon kompresora i protoku zraka, te se računa prema sljedećoj jednadžbi:

$$P_K = \frac{\dot{m}_Z \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_m} \approx \frac{\dot{m}_Z \cdot c_{p_{\vartheta_1}}^{\vartheta_2} (T_2 - T_1)}{\eta_m}, \quad (5.41)$$

gdje je: P_K [W] - snaga kompresora, \dot{m}_Z [kg/s] - maseni protok zraka, h_1 [kJ/kg] - entalpija zraka pri temperaturi ϑ_1 , h_2 [kJ/kg] - entalpija zraka pri temperaturi ϑ_2 , $c_{p_{\vartheta_1}}^{\vartheta_2}$ [kJ/kgK] - srednji specifični toplinski kapacitet između temperature ϑ_1 do ϑ_2 , T_1 [K] - temperatura zraka prije ulaska u kompresor, T_2 [K] - temperatura zraka nakon izlaska iz kompresora, η_m [-] - mehanički stupanj djelovanja kompresora.

Mehanički stupanj djelovanja mehaničkog kompresora je pretpostavljen i iznosi 0.9.

Kako bi se izračunao specifični toplinski kapacitet potrebno je poznavati temperaturu T_1 prije ulaska u kompresor i temperaturu T_2 nakon izlaska iz kompresora.

Temperatura nakon izlaska iz kompresora izračunava se pomoću sljedeće jednadžbe [40]:

$$T_2 = T_1 + \frac{T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)-1}}{\eta_{iz}}, \quad (5.42)$$

gdje je: p_1 [Pa] - tlak zraka prije ulaska u kompresor, p_2 [Pa] - tlak zraka nakon izlaska iz kompresora, κ [-] - izentropski koeficijent, η_{iz} [-] - izentropski stupanj djelovanja.

Nakon izračunavanja temperatura moguće je izračunati specifični toplinski kapacitet između temperatura T_1 i T_2 koji se računa prema sljedećoj jednadžbi [23]:

$$[c_p]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} = \frac{[c_p]_0^{\vartheta_2} \cdot \vartheta_2 - [c_p]_0^{\vartheta_1} \cdot \vartheta_1}{\vartheta_2 - \vartheta_1}, \quad (5.43)$$

gdje je: $[c_p]_0^{\vartheta_2}$ [kJ/kgK] – srednji specifični toplinski kapacitet zraka nad temperaturnim intervalom 0 - ϑ_2 , ϑ_2 [°C] - temperatura zraka nakon izlaska iz kompresora, $[c_p]_0^{\vartheta_1}$ [kJ/kgK] -

srednji specifični toplinski kapacitet zraka nad temperaturnim intervalom $0 - \vartheta_1$, $\vartheta_1 [^{\circ}\text{C}]$ - temperatura zraka nakon izlaska iz kompresora.

Kako bi se izračunao srednji specifični toplinski kapacitet između temperatura T_1 i T_2 , potrebno je izračunati specifični toplinski kapacitet između temperature 0°C i ϑ_1 , odnosno ϑ_2 , koji se računa prema sljedećoj jednadžbi:

$$[c_p]_{\vartheta}^{\vartheta} = [c_p]_{\vartheta_A}^{\vartheta_A} + \frac{[c_p]_{\vartheta_B}^{\vartheta_B} - [c_p]_{\vartheta_A}^{\vartheta_A}}{\vartheta_B - \vartheta_A} \cdot (\vartheta - \vartheta_A), \quad (5.44)$$

gdje su: $\vartheta [^{\circ}\text{C}]$ - temperatura za koju se traži specifični toplinski kapacitet tj. ϑ_1 ili ϑ_2 , $[c_p]_{\vartheta_A}^{\vartheta_A}$ [kJ/kgK] - specifični toplinski kapacitet između temperature 0°C i ϑ_A , $\vartheta_A [^{\circ}\text{C}]$ - prethodna manja temperatura od temperature ϑ_1 ili ϑ_2 u toplinskoj tablici [42], $[c_p]_{\vartheta_B}^{\vartheta_B}$ [kJ/kgK] - specifični toplinski kapacitet između temperature 0°C i ϑ_B , $\vartheta_B [^{\circ}\text{C}]$ - sljedeća veća temperatura od temperature ϑ_1 ili ϑ_2 u toplinskoj tablici [42].

Srednji specifični toplinski kapaciteti $[c_p]_{\vartheta_A}^{\vartheta_A}$ i $[c_p]_{\vartheta_B}^{\vartheta_B}$ definirani su toplinskim tablicama.

Za izračunavanje temperature T_2 , pomoću koje se izračunava snaga kompresora P_K , potrebno je poznavanje stanja zraka prije ulaska u kompresor i nakon izlaska iz kompresora (Tablica 5.1). Stanje zraka prije ulaska u kompresor pretpostavljeno je kao stanje standardne atmosfere po DIN 70020/6 [5]. Kompresor je pretpostavljen kao Rootov kompresor s mehaničkim pogonom preko koljenastog vratila.

Tablica 5.1. Ulazni parametri za proračun snage kompresora.

| <i>Stanje zraka prije ulaska u kompresor</i> | |
|--|-----------------------------|
| Tlak (p_1) | 1.013 [bar] |
| Temperatura (T_1) | 293.15 [K] |
| Specifični toplinski kapacitet $[c_p]_{\vartheta_1}^{\vartheta_1}$ | 1.0045 [kJ/kgK] |
| <i>Stanje zraka nakon izlaska iz kompresora</i> | |
| Tlak (p_2) | Mjeren za svaku radnu točku |
| <i>Maseni protok zraka</i> | |
| \dot{m}_Z [kg/s] | Mjeren za svaku radnu točku |
| <i>Specifikacije kompresora</i> | |
| Vrsta kompresora | Rootov |
| Pogon kompresora | Mehanički |
| Mehanički stupanj djelovanja η_m | 0.9 [-] |
| Izentropski stupanj djelovanja η_{iz} [41] | 0.7 [-] |

5.1.3.2. Snaga grijača

Snaga grijača ovisi o masi zraka koju treba zagrijati i o razlici temperature za koju treba zagrijati zrak. Kako je grijač smješten nakon izlaska iz kompresora kao ulazna temperatura zraka uzima se temperatura zraka nakon izlaza iz kompresora T_2 , pa se snaga grijača izračunava prema sljedećoj jednadžbi:

$$P_{Gr} = \dot{m}_Z \cdot (h_3 - h_2) \approx \dot{m}_Z \cdot c_{p_{\vartheta_2}}^{\vartheta_3} (T_3 - T_2), \quad (5.45)$$

gdje je: P_{Gr} [W] - snaga grijača, h_3 [kJ/kg] - entalpija zraka pri temperaturi ϑ_3 , $c_{p_{\vartheta_2}}^{\vartheta_3}$ [kJ/kgK] - srednji specifični toplinski kapacitet nad temperaturnim intervalom $\vartheta_2 - \vartheta_3$, T_2 [K] - temperatura zraka prije ulaska u grijač, T_3 [K] - temperatura zraka nakon izlaska iz grijača.

Ulazni podaci za proračun snage grijača prikazani su u

Tablica 5.2.

Tablica 5.2. Ulazni parametri za proračun snage grijača.

| Stanje zraka prije ulaska u grijač | |
|---|------------------------------|
| Jednako je stanju zraka nakon izlaska iz kompresora (Tablica 5.1 i jednadžba (5.42)). | |
| Stanje zraka nakon izlaska iz kompresora | |
| Temperatura (T_3) | Mjerena za svaku radnu točku |

5.1.3.3. Promjena indiciranog stupanja djelovanja motora

Kako kompresor i grijač koriste snagu motora, potrebno je izračunati stupanj djelovanja motora pri indiciranoj snazi motora umanjenoj za snagu kompresora i grijača.

Indicirani stupanj djelovanja motora računa se prema sljedećoj jednadžbi:

$$\eta_i = \frac{3.6}{g_i \cdot H_d}, \quad (5.46)$$

gdje je: g_i [g/kWh] - specifična indicirana potrošnja goriva, H_d [kJ/kg] - donja ogrjevna vrijednost goriva.

Specifična indicirana potrošnja goriva se može prikazati pomoću sljedeće jednadžbe:

$$g_i = \frac{\dot{m}_{G,h}}{P_i}, \quad (5.47)$$

gdje je: $\dot{m}_{G,h}$ [kg/h] - masena potrošnja goriva u jedinici vremena, P_i [kW] - indicirana snaga motora.

Uvrštavanjem jednadžbe (5.47) u (5.46) dobivamo:

$$\eta_i = \frac{3.6 \cdot P_i}{\dot{m}_{G,h} \cdot H_d}. \quad (5.48)$$

Novi indicirani stupanj djelovanja za umanjenu snagu se računa prema sljedećoj jednadžbi:

$$\eta_i^N = \frac{3.6 \cdot (P_i - (P_{Gr} + P_K))}{\dot{m}_{G,h} \cdot H_d}. \quad (5.49)$$

Jednadžbu (5.48) i (5.49) moguće je prikazati kao:

$$\frac{\eta_i}{P_i} = \frac{3.6}{\dot{m}_{G,h} \cdot H_d} = \frac{\eta_i^N}{(P_i - (P_{Gr} + P_K))}. \quad (5.50)$$

Iz jednadžbe (5.50) slijedi konačan izraz za računanje novog indiciranog stupnja djelovanja:

$$\eta_i^N = \eta_i \cdot \frac{(P_i - (P_{Gr} + P_K))}{P_i}. \quad (5.51)$$

5.1.4. Formatiranje podataka

Svaka radna točka definirana je tlakom usisa, fazom izgaranja (CA50) i faktorom zraka ϕ . Kako bi se mogla provesti analiza dobivenih rezultata između radnih točaka, potrebne su jednake vrijednosti kontrolnih parametara za sve radne točke.

Nakon provedenog ispitivanja motora stvarne vrijednosti kontrolnih parametara odstupale su od postavljenih vrijednosti (Tablica 5.3):

- Stvarna vrijednost faze izgaranja, ovisno o radnoj točki, odstupala je od postavljene vrijednosti.
- Stvarni sastav smjese odstupao je od postavljene vrijednosti, ali je bio konstantan kroz promjenu faze izgaranja. Za istu postavljenu vrijednost različito je odstupao pri različitom tlaku usisa.
- Stvarna vrijednost tlaka usisa odstupala je od postavljene vrijednosti, ali je bila konstantna kroz različite kombinacije sastava smjese i faze izgaranja.

Zbog nabrojenih odstupanja potrebno je formatiranje dobivenih podataka na postavljene vrijednosti kontrolnih parametara.

Kao što se vidi u tablici 5.3, tlak usisa je konstantan iako odstupa od postavljene vrijednosti, dok vrijednosti faze izgaranja (CA50) različito odstupaju od postavljenih vrijednosti. Faktor zraka, ovisno o tlaku usisa, različito odstupa od postavljene vrijednosti, ali je konstantan za određeni tlak usisa.

Tablica 5.3. Primjer odstupanja izmjerenih od postavljenih kontrolnih parametara.

| Postavljeni parametri | | | Izmjereni parametri | | |
|-----------------------|------|--------|---------------------|------|--------|
| p_u | CA50 | ϕ | p_u | CA50 | ϕ |
| 1.4 | 4 | 0.4 | 1.34 | 4.58 | 0.318 |
| 1.4 | 6 | 0.4 | 1.34 | 7.02 | 0.318 |
| 1.4 | 8 | 0.4 | 1.34 | 8.85 | 0.318 |
| 1.8 | 4 | 0.4 | 1.72 | 4.65 | 0.289 |
| 1.8 | 6 | 0.4 | 1.72 | 7.1 | 0.289 |
| 1.8 | 8 | 0.4 | 1.72 | 8.12 | 0.289 |

Pri postavljenom tlaku usisa konstantan je faktor zraka i tlak usisa, pa je moguće za određeni tlak usisa i faktor zraka formatirati fazu izgaranja na željeni broj. To je izvršeno linearnom interpolacijom između izmjerenih točaka faze izgaranja pomoću sljedeće jednadžbe:

$$y = y_a + (x - x_a) \frac{(y_b - y_a)}{(x_b - x_a)}, \quad (5.52)$$

Sve vrijednosti faze izgaranja svedene su na cijele brojeve i između njih dodan je korak od 0,5.

Nakon što se faza izgaranja interpolira na željene vrijednosti, vrši se interpolacija faktora zraka na određene vrijednosti kako bi se mogle uspoređivati radne točke za različite tlakove usisa. U tablici 5.4 prikazano je zelenim strelicama kako su prvo interpolirane vrijednosti faze izgaranja (CA50) pri konstantnoj vrijednosti faktora zraka (ϕ) u zelenim prozorima, a nakon toga crvenom strelicom je prikazano kako su dobivene vrijednosti interpolirane za različite vrijednosti faktora zraka koje se nalaze između zelenih prozora. Vrijednosti faktora zraka ϕ interpolirane su u koracima od 0,01

Tablica 5.4. Postupak formatiranja rezultata srednjeg indiciranog tlaka pri tlaku usisa od 1,4 bar.

| Srednji indicirani tlak pri $p_u=1.4$ bar | | Faktor zraka ϕ | | | | | | | | | | |
|--|------|---------------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| | | 0,278 | 0,28 | 0,29 | 0,3 | 0,31 | 0,319 | 0,32 | 0,33 | 0,34 | 0,35 | 0,359 |
| Faza izgaranja (CA50) | 3,5 | 2,38592715 | 2,41770568 | 2,57659832 | 2,73549095 | 2,89438359 | 3,03738696 | - | - | - | - | - |
| | 4 | 2,37591287 | 2,40842605 | 2,57249193 | 2,7365578 | 2,90062368 | 3,04833297 | - | - | - | - | - |
| | 4,5 | 2,3659859 | 2,39914641 | 2,56838553 | 2,73762465 | 2,90686377 | 3,05917898 | - | - | - | - | - |
| | 5 | 2,35498431 | 2,38923457 | 2,56048588 | 2,7317372 | 2,90298851 | 3,05711469 | - | - | - | - | - |
| | 5,5 | 2,33174942 | 2,3669121 | 2,54272546 | 2,71853883 | 2,8943522 | 3,05298423 | - | - | - | - | - |
| | 6 | 2,28338947 | 2,32078529 | 2,50726438 | 2,69374348 | 2,88022258 | 3,04805377 | - | - | - | - | - |
| | 6,5 | 2,23522951 | 2,2746148 | 2,4748833 | 2,66894813 | 2,8609296 | 3,0436233 | 3,06300017 | 3,25776888 | 3,4525376 | 3,64730631 | 3,82259815 |
| | 7 | 2,18696956 | 2,22853167 | 2,43634222 | 2,64415278 | 2,85196334 | 3,03899284 | 3,0586037 | 3,25471236 | 3,45082102 | 3,64692967 | 3,82392746 |
| | 7,5 | 2,13468845 | 2,17797325 | 2,39439724 | 2,61082124 | 2,82724523 | 3,02202682 | 3,04208257 | 3,24264006 | 3,44319755 | 3,64375504 | 3,8245678 |
| | 8 | 2,01594134 | 2,06359712 | 2,30487602 | 2,54615493 | 2,78743383 | 3,00493485 | 3,025097 | 3,23822269 | 3,435348 | 3,6417331 | 3,82598609 |
| | 8,5 | 1,89599422 | 1,94922099 | 2,2153548 | 2,48148862 | 2,74762243 | 2,98714287 | 3,00811218 | 3,21780532 | 3,42749845 | 3,63719158 | 3,82599154 |
| | 8,75 | 1,83692066 | 1,89203292 | 2,17059419 | 2,44915546 | 2,72771674 | 2,97892188 | 2,99961959 | 3,21159663 | 3,42357368 | 3,63555072 | 3,82693006 |
| | 9 | 1,77694711 | 1,83484485 | 2,12583358 | 2,41682231 | 2,70781104 | 2,96970089 | 2,99112699 | 3,20538795 | 3,4196489 | 3,63390986 | 3,82694472 |
| | 9,5 | 1,65729999 | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - |

Takva matrica podataka napravljena je za svaku analiziranu vrijednost (srednji indicirani tlak, stupanj djelovanja, emisije, snagu kompresora i sl.) pri svakom ispitanom tlaku usisa. Te matrice omogućuju analizu utjecaja faze izgaranja i faktora zraka pri konstantnom tlaku usisa. Nakon što su izrađene matrice pri konstantnom tlaku usisa (Tablica 5.4), izrađene su matrice pri konstantnim vrijednostima faktora zraka (Tablica 5.5 a)), odnosno faze izgaranja (Tablica 5.5 b)). Matrice su izrađene kako bi se mogao analizirati utjecaj promjene tlaka usisa pri konstantnim vrijednostima faze izgaranja ili faktora zraka.

Tablica 5.5. Primjer matrice podataka za srednji indicirani tlak pri: a) konstantnom faktoru zraka, b) konstantnoj fazi izgaranja.

| Srednji indicirani tlak pri $\phi=0.35$ | | Tlak usisa (p_u) | | | Srednji indicirani tlak pri CA50=8.75 | | Tlak usisa (p_u) | | |
|--|------|----------------------|------------|------------|--|------|----------------------|------------|------------|
| | | 1.4 bar | 1.8 bar | 2.2 bar | | | 1.4 bar | 1.8 bar | 2.2 bar |
| Faza izgaranja (CA50) | 3,5 | - | - | - | Faza izgaranja (CA50) | 0,28 | 1,89203292 | - | - |
| | 4 | - | - | - | | 0,29 | 2,17059419 | 3,1867324 | - |
| | 4,5 | - | - | - | | 0,3 | 2,44915546 | 3,4903999 | - |
| | 5 | - | - | - | | 0,31 | 2,72771674 | 3,7940674 | - |
| | 5,5 | - | - | - | | 0,32 | 2,97842188 | 4,09773489 | - |
| | 6 | - | - | - | | 0,33 | 3,21159663 | 4,40140239 | - |
| | 6,5 | 3,64730631 | 5,00164254 | - | | 0,34 | 3,42357368 | 4,70506989 | 6,25718135 |
| | 7 | 3,64692967 | 5,0115561 | - | | 0,35 | 3,63555072 | 4,97453305 | 6,39735737 |
| | 7,5 | 3,64375504 | 5,02269653 | - | | 0,36 | 3,82633006 | 5,23544513 | 6,59760884 |
| | 8 | 3,64047331 | 5,03414995 | - | | 0,37 | 3,97051028 | 5,4963572 | 6,7978603 |
| | 8,5 | 3,63719158 | 5,00019762 | 6,41405123 | | 0,38 | 4,1015832 | 5,75726928 | 6,99811176 |
| | 8,75 | 3,63555072 | 4,97453305 | 6,39735737 | | 0,39 | 4,23265612 | 5,96502838 | 7,19836322 |
| Faza izgaranja (CA50) | 9 | 3,63390986 | 4,94835076 | 6,37815888 | Faza izgaranja (CA50) | 0,4 | 4,36372905 | 6,1196345 | 7,39861468 |
| | 9,5 | - | 4,89598619 | 6,3397619 | | 0,41 | 4,49480197 | 6,27424061 | 7,59886614 |
| | 10 | - | 4,84362161 | 6,30136492 | | 0,42 | 4,6258749 | 6,42884673 | 7,7991176 |
| | | | | | | 0,43 | 4,74384053 | 6,58345285 | 7,99936906 |
| | | | | | | 0,44 | - | 6,73805897 | 8,19962052 |
| | | | | | | 0,45 | - | 6,89266509 | - |

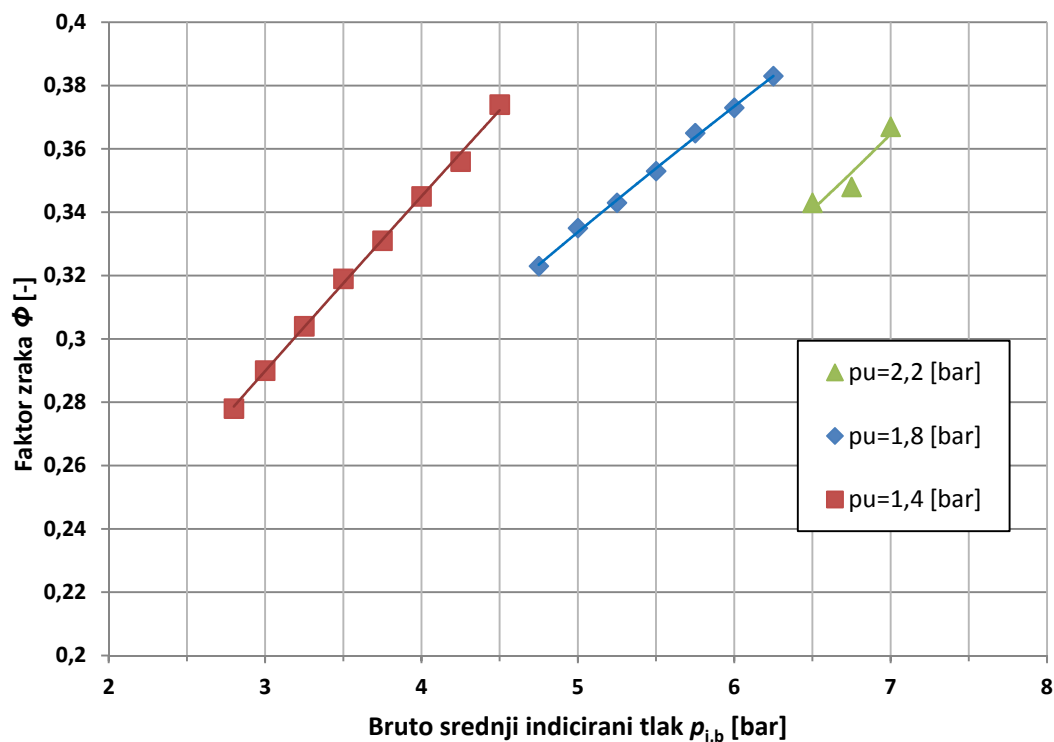
Pomoću matrica podataka izrađeni su dijagrami koji prikazuju ponašanje ispitanih veličina u odnosu na promjenu faktora zraka (ϕ), faze izgaranja (CA50) i tlaka usisa. Analizirane vrijednosti su u dijagramu prikazane pomoću točaka, te je između svake određene skupine točaka dodana linija trenda aproksimirana polinomom drugog reda.

5.1.5. Izrada moguće radne mape motora

Iz rezultata dobivenih ispitivanjem izrađena je mapa motora koja prikazuje konfiguraciju kontrolnih parametara za traženi srednji indicirani tlak tj. odabire se određena kombinacije faktora zraka (ϕ), tlaka usisa i faze izgaranja (CA50) kod kojih se ostvaruje traženi srednji indicirani tlak. Za svaki traženi srednji indicirani tlak moguće je više različitih kombinacija kontrolnih parametara, tako se npr. može koristiti manji tlak usisa i veći faktor zraka ili obrnuto. Kriterij odabira kombinacije kontrolnih parametara je čim veći stupnja djelovanja uz stabilan rad motora (Tablica 5.6). Utjecaj emisije kod izrade mape neće se uzimati u obzir jer kao što je prije navedeno, emisija dušikovih oksida (NO_x) je vrlo niska za sve uvjete rada, a emisija ugljikovog monoksida (CO) i neizgorenih ugljikovodika (HC) je previsoka za sve uvjete rada. Izrađene su mape za izmjeren bruto srednji indicirani rad, te za bruto srednji indicirani rad umanjen za potrebnu snagu kompresora i grijača. Primjer mape koja prikazuje potrebnu kombinaciju tlaka usisa i faktora zraka za željeni bruto srednji indicirani tlak prikazana je na slici 5.2.

Tablica 5.6. Kriterij za odabir radnih točaka pri izradi mape rada motora.

| Parametar | Kriterij odabira | |
|---|---------------------------------------|-------|
| | Raspon | Korak |
| Srednji indicirani tlak - bruto | 3 - 7 [bar] | 0,25 |
| Srednji indicirani tlak - bruto uz utjecaj kompresora i grijača | 1,5 - 4,75 [bar] | 0,25 |
| Koeficijent varijacije tlaka (CoV) | ≤ 5 [%] | |
| Intenzitet detonacije | ≤ 5 [MW/m ²] | |
| Indicirani stupanj djelovanja η_i | Najveći moguć pri zadanim kriterijima | |

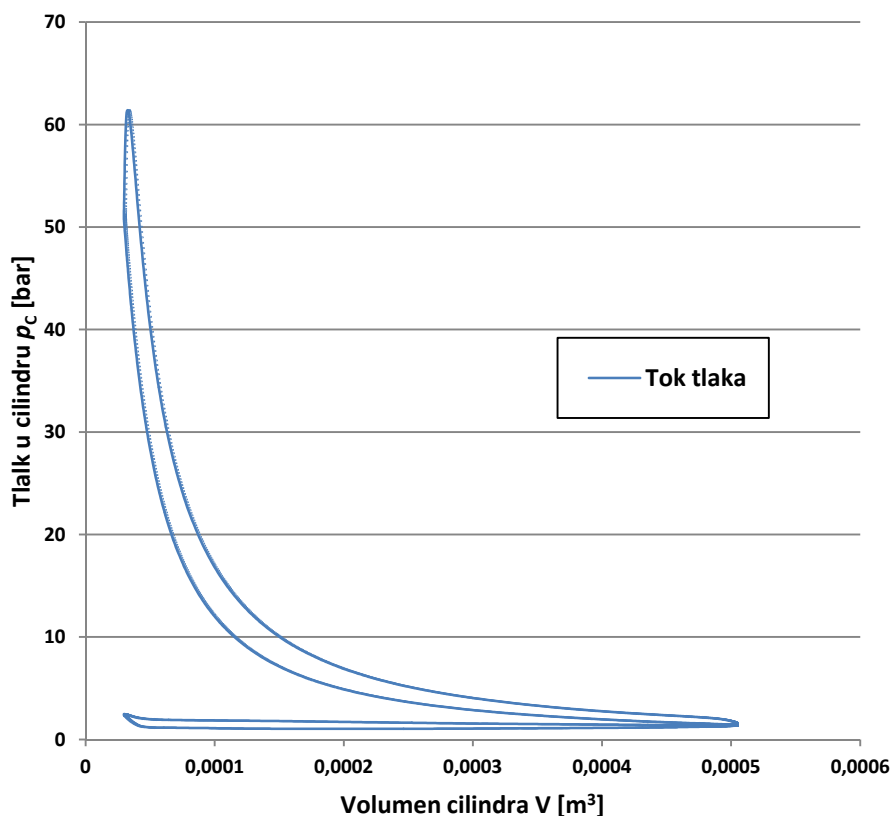


Slika 5.2. Mapa rada motora s prikazom potrebnog tlaka usisa i faktora zraka za ostvarenje zadanog bruto srednjeg indiciranog tlaka.

5.1.6. Izrada indikatorskog (p - V) dijagrama

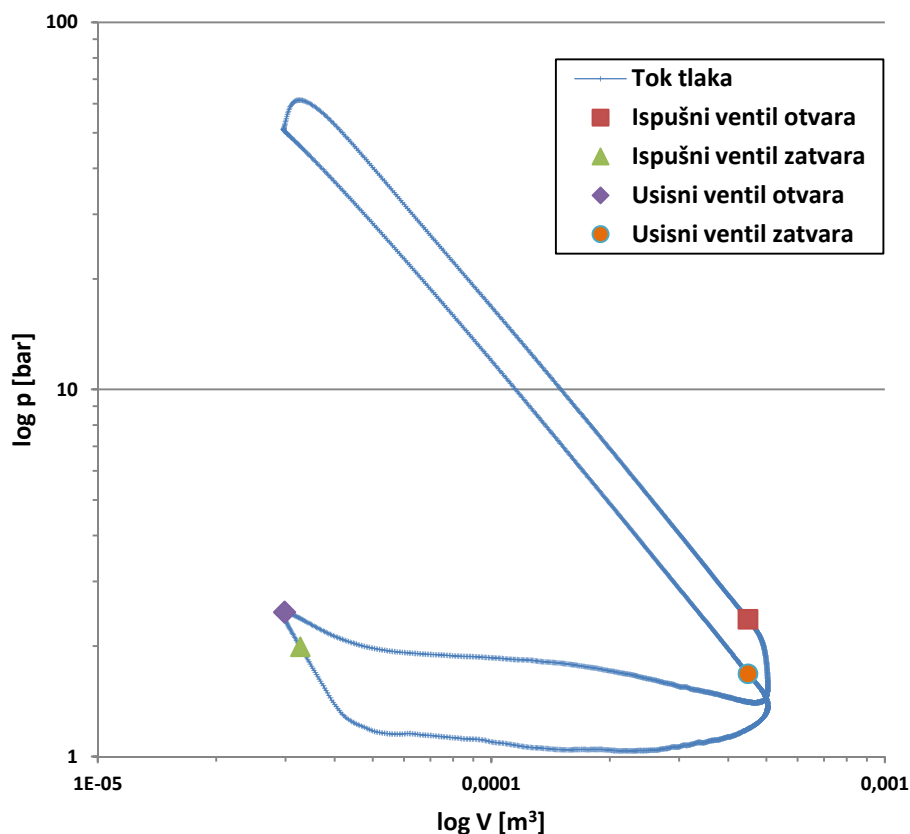
Uz pomoć izmjerenih podataka tlaka za svaki kut koljenastog vratila, te pomoću izračunatog volumena cilindra za svaki kut koljenastog vratila moguća je izrada indikatorskog (p - V) dijagrama. U p - V dijagramu površine zatvorene krivuljom predstavljaju ostvaren rad. Što je površina između krivulja veća to je i rad veći.

Indikatorski dijagram je izrađen tako što su u dijagram umetnute sve izmjerene točke tlaka za svaki izmjereni kut koljenastoga vratila, te su one povezane linijama (Slika 5.3).

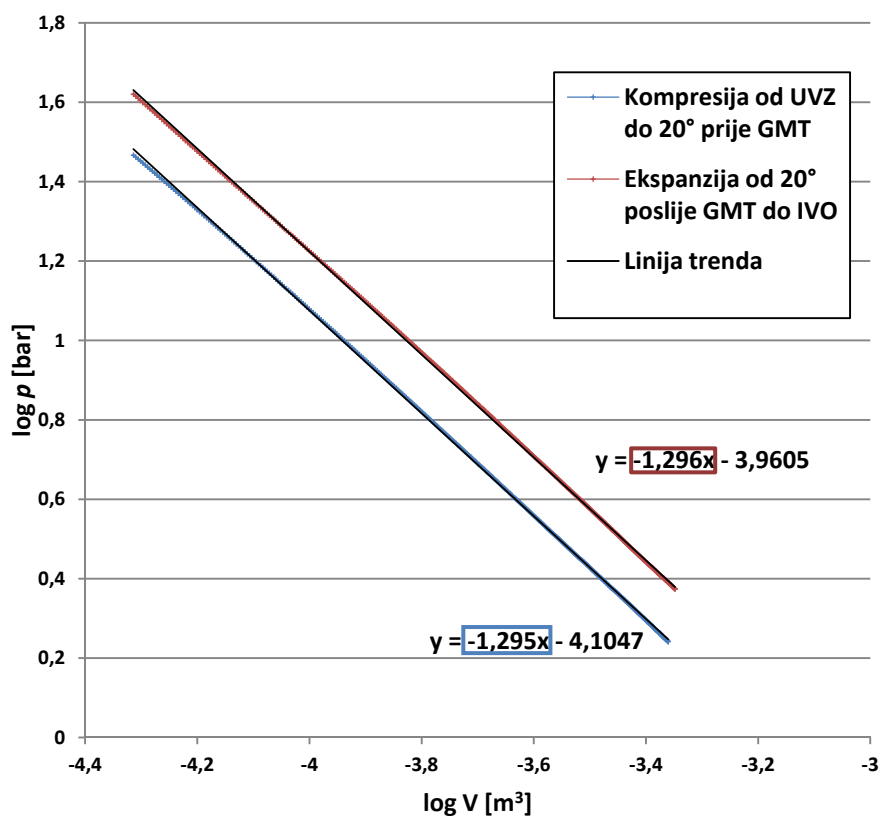


Slika 5.3. Indikatorski dijagram.

Osim prikaza toka tlaka, iz indikatorskog dijagrama moguće je i očitavanje srednjeg eksponenta politrope kompresije i ekspanzije. Očitavanje je moguće ako se indikatorski dijagram prikaže u logaritamskom mjerilu. Tada je kompresija i ekspanzija prikazana kao ravna linija, a nagib te linije predstavlja srednju vrijednost eksponenta politrope (Slika 5.4). U stvarnosti ta linija nije potpuno ravna pa se kroz niz izmjerenih točaka tokom kompresije provuče crta trenda. Iz jednadžbe crte trenda se zatim dobije srednja vrijednost eksponenta politrope (uokvirene vrijednosti na slici 5.5). Očitani eksponent politrope se može usporediti s izentropskim eksponentom, a njihova razlika prikazuje toplinske gubitke tijekom kompresije, odnosno ekspanzije. Kako se izentropski eksponent mijenja tijekom kompresije i ekspanzije, potrebno je izračunati srednju vrijednost izentropskoga eksponenta za promatrano područje kompresije i ekspanzije.



Slika 5.4. Indikatorski dijagram s prikazom položaja otvaranja ventila u logaritamskom mjerilu.



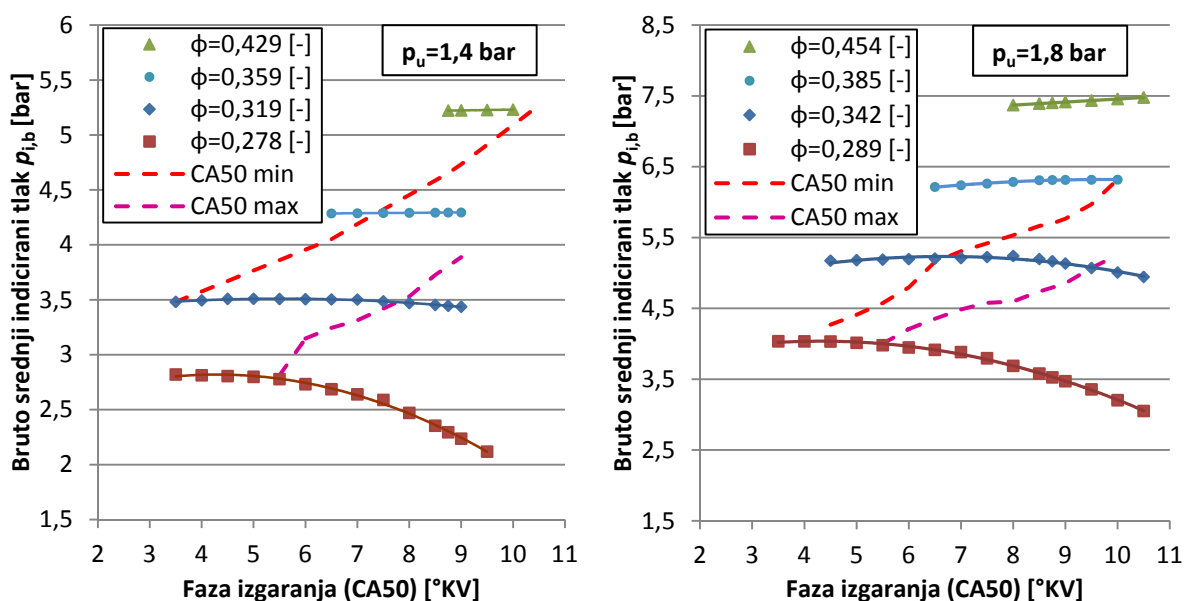
Slika 5.5. Tok tlaka kompresije i ekspanzije s linijom trenda i pripadajućom jednačinom u logaritamskom mjerilu.

5.2. Analiza rezultata

5.2.1. Srednji indicirani rad - bruto

Za analizu srednjeg indiciranog tlaka koristit će se bruto srednji indicirani tlak. On se koristi jer se pretlak u usisu ostvaruje zasebnim kompresorom s vanjskim izvorom energije te se na taj način utječe na rad izmjene radnog medija. Zbog toga se srednji indicirani tlak računa samo za dio radnog ciklusa motora od zatvaranja usisnog ventila do otvaranja ispušnog ventila. Veličina bruto srednjeg indiciranog tlaka ($p_{i,b}$) ovisi o tlaku usisa (p_u), fazi izgaranja (CA50), te faktoru zraka ϕ .

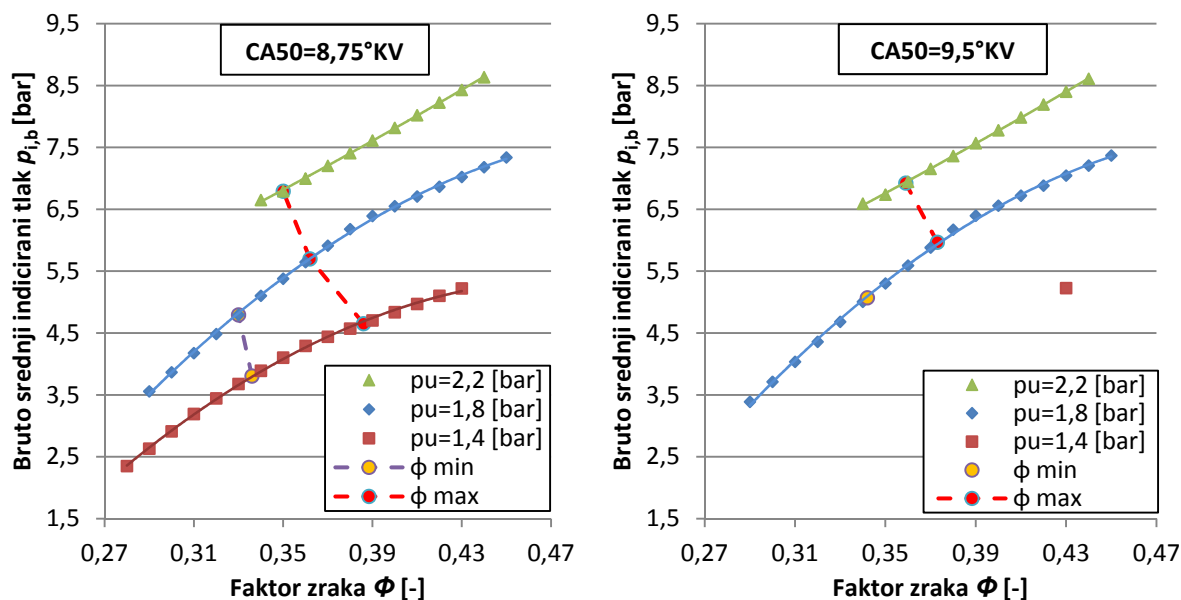
Na slici 5.6 prikazan je utjecaj faze izgaranja i faktora zraka na bruto srednji indicirani tlak pri konstantnom tlaku usisa od 1,4 i 1,8 bar. Na slici su također prikazane donja i gornja granica faze izgaranja (CA50) u čijem rasponu motor stabilno radi.



Slika 5.6. Ovisnost bruto srednjeg indiciranog tlaka o faktoru zraka (ϕ) i fazi izgaranja (CA50) pri tlaku usisa: a) $p_u=1,4$ bar, b) $p_u=1,8$ bar, uz prikazane granice mogućeg rada.

Iz slike 5.6 vidljivo je kako bruto srednji indicirani tlak značajno raste s porastom faktora zraka. Također je vidljivo da kod niskog faktora zraka srednji indicirani tlak značajno opada s pomicanjem faze izgaranja kasnije, dok s porastom faktora zraka srednji indicirani tlak postaje manje osjetljiv na pomicanje faze izgaranja. Iako se kod većeg faktora zraka srednji indicirani tlak ne mijenja značajno s promjenom položaja faze izgaranja, ipak položaj faze izgaranja treba pravilno odrediti jer on utječe na stabilnost rada motora.

Na slici 5.7 prikazan je utjecaj promjene tlaka usisa i faktora zraka na srednji indicirani tlak pri konstantnom položaju faze izgaranja. Također su prikazane gornja i donja granica faktora zraka (CA50) u čijem rasponu motor stabilno radi.

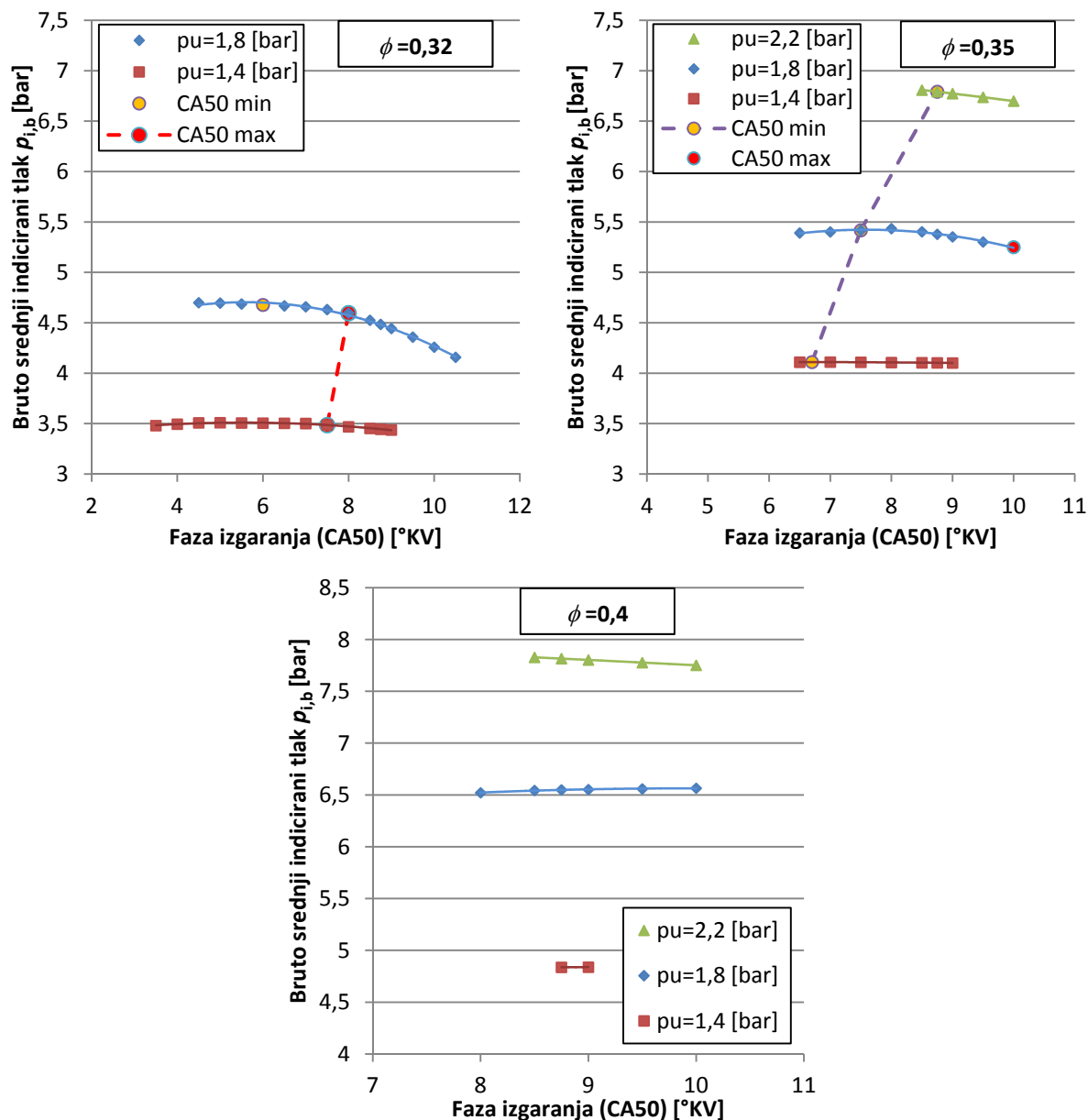


Slika 5.7. Ovisnost bruto srednjeg indiciranog tlak o faktoru zraka (ϕ) i tlaku usisa pri kutu faze izgaranja (CA50) od: a) 8,75°KV, b) 9,5°KV, uz prikazane granice mogućeg rada.

Na slici 5.7 se može vidjeti kako srednji indicirani tlak značajno raste s povećanjem tlaka usisa i faktora zraka. Što je i za pretpostaviti jer se s povećanjem faktora zraka povećava količina goriva u usisanoj smjesi. Dok se s povećanjem tlaka usisa povećava stupanj punjenja, što znači da se veća količina goriva i zraka dovodi u cilindar. Više goriva u cilindru znači i više kemijske energije koja se pretvara u mehanički rad te zbog toga raste srednji indicirani tlak.

Ako se usporede slika 5.7 a) i b), može se vidjeti da za različiti položaj faze izgaranja vrijedi isto, srednji indicirani tlak značajno raste s povećanjem tlaka usisa i faktora zraka. Sa pomicanjem faze izgaranja jedino se pomiču granice stabilnog rada motora tj. s kasnijim položajem faze izgaranja moguć je rad motora s većim faktorom zraka, što rezultira i većom snagom motora.

Na slici 5.8 prikazan je utjecaj promjene tlaka usisa i položaja faze izgaranja (CA50) na bruto srednji indicirani tlak pri konstantnom faktoru zraka (ϕ). Na slici su također prikazane donja i gornja granica faze izgaranja u čijem rasponu motor stabilno radi.



Slika 5.8. Ovisnost bruto srednjeg indiciranog tlak o položaju faze izgaranja (CA50) i tlaku usisa pri faktoru zraka od: a) $\phi = 0,32$, b) $\phi = 0,35$, c) $\phi = 0,4$, uz prikazane granice mogućeg rada.

Na slici 5.8 vidljivo je, kao i na slici 5.7, da s povećanjem tlaka usisa značajno raste srednji indicirani tlak. Također je vidljivo da kod niskog faktora zraka ($\phi \leq 0,32$) položaj faze izgaranja ima utjecaj na promjenu srednjeg indiciranog tlaka. Utjecaj je izraženiji kod većeg tlaka usisa, iako to se događa tek kada motor uđe u nestabilno područje rada. Sa povećanjem

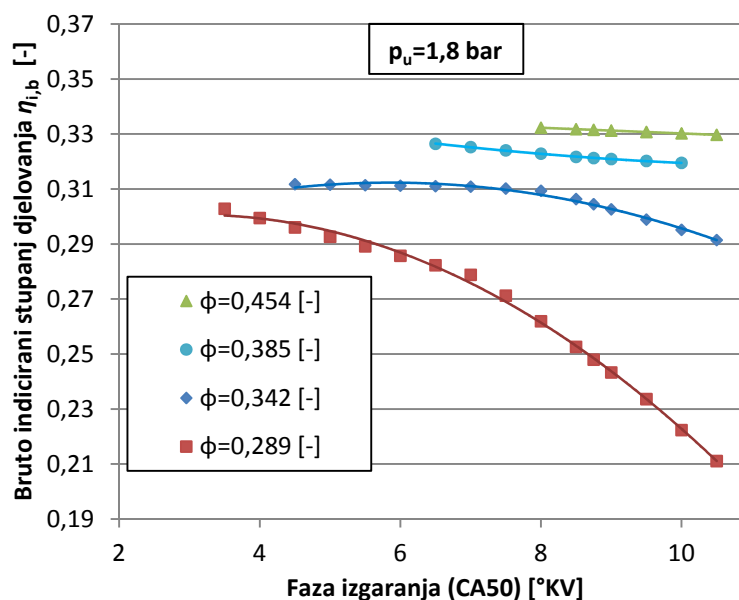
faktora zraka iznad 0,35 smanjuje se utjecaj faze izgaranja na promjenu srednjeg indiciranog tlaka, a pri faktoru zraka većem od 0,4 faza izgaranja gotovo nema utjecaj. Za tlak usisa od 1,4 bara položaj faze izgaranja ima utjecaj na srednji indicirani tlak tek pri faktoru zraka manjem od 0,30.

Može se zaključiti da glavni faktori koji utječu promjenu srednjeg indiciranog tlaka su tlak usisa i faktor zraka. Sa njihovim povećanjem raste srednji indicirani tlak. Položaj faze izgaranja najviše utječe na stabilnost rada. Zbog toga za željeni srednji indicirani tlak potrebno je odrediti povoljan omjer tlaka usisa i faktora zraka, a zatim za odabrani omjer potrebno je odrediti položaj faze izgaranja kako bi motor radio stabilno.

5.2.2. Indicirani stupanj djelovanja - bruto

Za analizu stupnja djelovanja, kao i kod srednjeg indiciranog tlaka, koristimo bruto vrijednost tj. promatran je stupanj djelovanja za dio radnog ciklusa motora od zatvaranja usisnog ventila do otvaranja ispušnog ventila. Kao i kod srednjeg indiciranog tlaka, bruto indicirani stupanj djelovanja ($\eta_{i,b}$) ovisi o tlaku usisa (p_u), položaju faze izgaranja (CA50) i faktoru zraka (ϕ).

Na slici 5.9 prikazan je utjecaj položaja faze izgaranja i faktora zraka na bruto indicirani stupanj djelovanja pri konstantnom tlaku usisa od 1,8 bar.

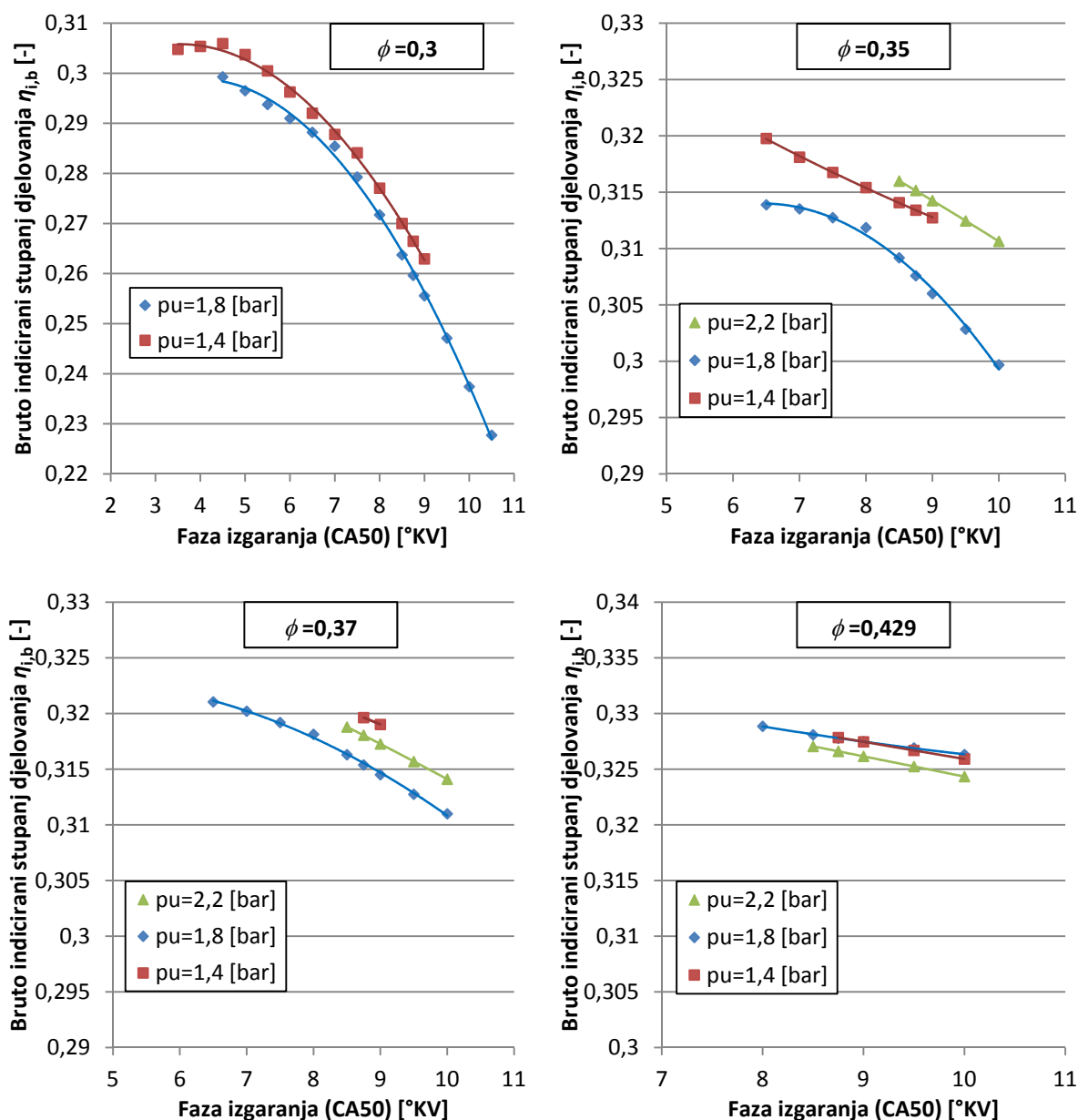


Slika 5.9. Ovisnost bruto indiciranog stupnja djelovanja o položaju faze izgaranja i faktoru zraka pri tlaku usisa od 1,8 bar.

Iz slike 5.9 je vidljivo kako indicirani stupanj djelovanja raste s porastom faktora zraka. Položaj faze izgaranja ima značajan utjecaj na bruto indicirani stupanj djelovanja kod niskog

faktora zraka. Sa porastom faktora zraka utjecaj položaja faze izgaranja se smanjuje, te kod najvećeg faktora zraka ($\phi=0,45$) gotovo da nema utjecaj. Ovisno o faktoru zraka, stupanj djelovanja različito pada kako se položaj faze izgaranja udaljava od GMT. Zbog toga bi motor morao raditi s položajem faze izgaranja čim bliže GMT, posebice kod niskog faktora zraka. Utjecaj položaja faze izgaranja i faktora zraka na bruto indicirani stupanj djelovanja jednak je pri svim ispitanim tlakovima usisa od 1,4, 1,8 i 2,2 bar.

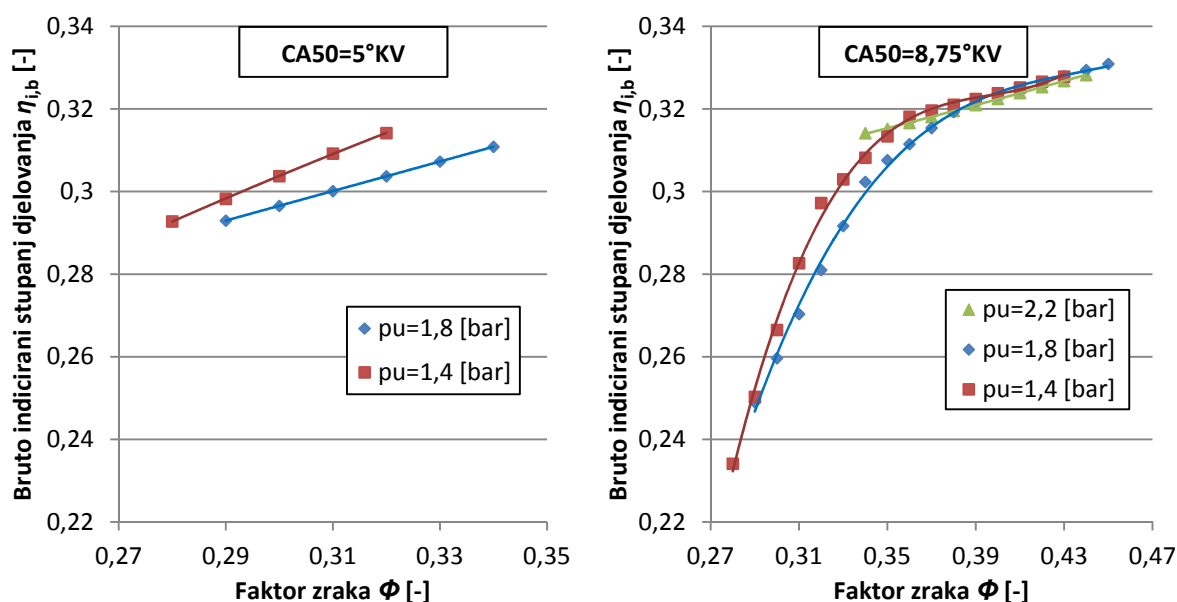
Na slici 5.10 prikazan je utjecaj promjene tlaka usisa i položaja faze izgaranja na bruto indicirani stupanj djelovanja pri više konstantnih faktora zraka.



Slika 5.10. Ovisnost bruto indiciranog stupnja djelovanja o položaju faze izgaranja (CA50) i tlaku usisa pri konstantnom faktoru zraka od: a) $\phi=0,3$, b) $\phi=0,35$, c) $\phi=0,37$, d) $\phi=0,429$.

Iz slike 5.10 je vidljivo da se bruto indicirani stupanj djelovanja neobično ponaša s porastom tlaka usisa. Sa porastom tlaka usisa s 1,4 na 1,8 bar indicirani stupanj djelovanja pada kod faktora zraka manjeg od 0,39, dok s porastom faktora zraka iznad 0,39 stupnjevi djelovanja se izjednačavaju. Sa porastom tlaka usisa s 1,8 na 2,2 bar indicirani stupanj djelovanja se suprotno ponaša u odnosu na povećanje tlaka usisa s 1,4 na 1,8 bar. Pri faktoru zraka manjem od 0,38 stupanj djelovanja raste s porastom tlaka usisa s 1,8 na 2,2 bar, dok pri faktoru zraka većem od 0,38 stupanj djelovanja pada. Na slici 5.10 se isto može vidjeti, kao i kod slike 5.9, da za određeni faktor zraka stupanj djelovanja pada pomicanjem faze izgaranja kasnije, posebice kod niskog faktora zraka ($\phi < 0,32$).

Na slici 5.11 prikazan je utjecaj promjene tlaka usisa i faktora zraka na indicirani stupanj djelovanja pri konstantnom položaju faze izgaranja.



Slika 5.11. Ovisnost bruto indiciranog stupnja djelovanja o faktoru zraka i tlaku usisa pri kutu faze izgaranja (CA50) od: a) 5°KV, b) 8,75°KV.

Iz slike 5.11 je vidljivo kako bruto indicirani stupanj djelovanja raste s porastom faktora zraka. Zanimljivo je da indicirani stupanj djelovanja naglo raste s povećanjem faktora zraka od 0,35, a nakon povećanja faktor zraka iznad 0,35 rast indiciranog stupnja djelovanja se naglo uspori.

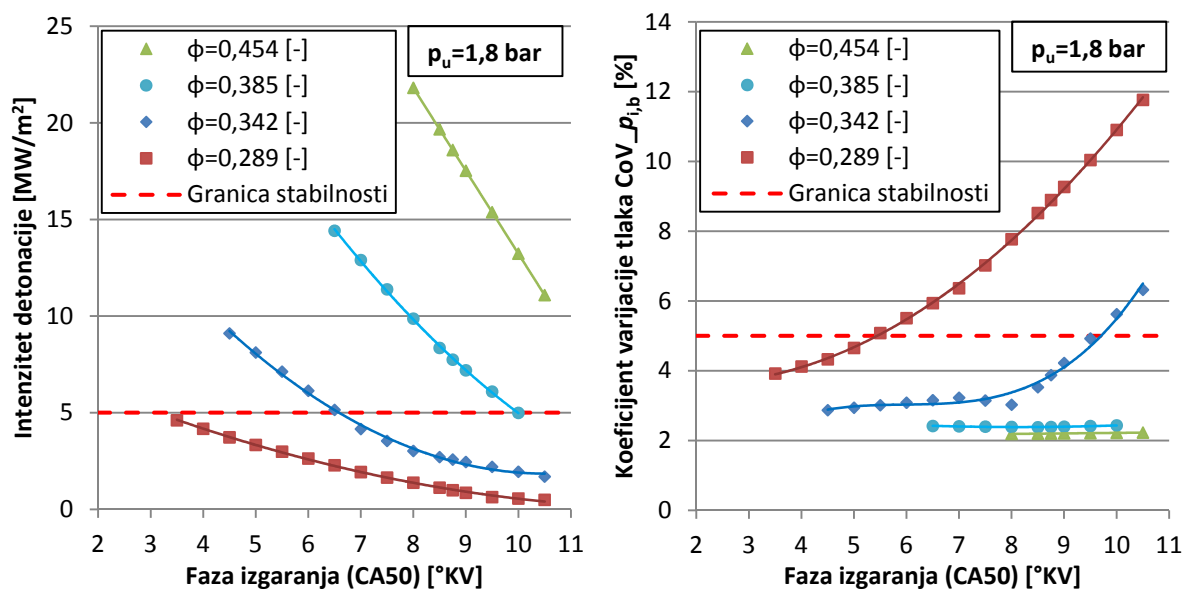
Može se zaključiti da na bruto indicirani stupanj djelovanja najviše utječe faktor zraka i položaj faze izgaranja, dok tlak usisa nema tako značajan utjecaj na stupanj djelovanja. Zanimljiv je nagli porast stupnja djelovanja s povećanjem faktora zraka do 0,36. Motor radi s najvećim indiciranim stupnjem djelovanja ako radi s visokim faktorom zraka i s položajem faze izgaranja čim bliže GMT. Ali treba uzeti u obzir da se faza izgaranja ne smije pomaknuti preblizu GMT jer dolazi do detonantnog izgaranja, a samim time i nestabilnoga rada motora.

Najveći postignuti stupanj djelovanja je 33% što je dobar rezultat s obzirom da motor je ispitni četvero cilindarski motor radio samo s jednim cilindrom.

Stupanj djelovanja je važan faktor kod izbora parametara za dobivanje traženog srednjeg indiciranog tlaka. Zbog toga za određeni traženi srednji indicirani tlak bolje je da motor radi s manjim tlakom usisa, većim faktorom zraka, te uz granicu detonacije. Na taj način se ostvaruje veći stupanj djelovanja u odnosu ako motor, za isti željeni srednji indicirani tlak, radi s većim tlakom usisa i manjim faktorom zraka.

5.2.3. Stabilnost rada motora

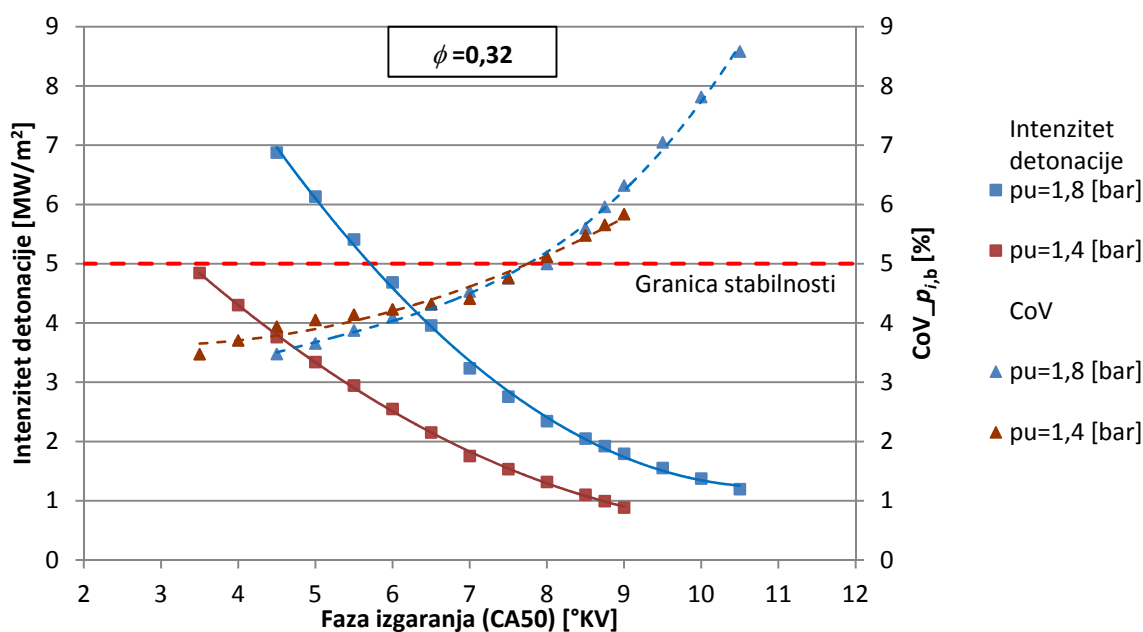
Stabilnost rada motora određena je s detonantnim izgaranjem (engl. Ring intensity) i koeficijentom varijacije srednjeg indiciranog tlaka u cilindru (CoV_{p_i}). Ako samozapaljenje nastupa prerano dolazi do detonantnog izgaranja, a ako samozapaljenje nastupa prekasno dolazi do prevelike oscilacije srednjeg indiciranog tlaka u cilindru. Najveća dopuštena vrijednost detonantnog izgaranja je 5 MW/m^2 , a dozvoljeni koeficijent varijacije tlaka je 5%.



Slika 5.12. Ovisnost stabilnost rada motora (lijevo intenzitet detonacije, desno koeficijent varijacije tlaka) o fazi izgaranja (CA50) i faktoru zraka (ϕ) pri tlaku usisa $p_u=1,8 \text{ bar}$, uz prikaz gornjih granica stabilnog rada.

Na slici 5.12 vidljivo je ponašanje intenziteta detonacije i koeficijenta varijacije tlaka u ovisnosti o faktoru zraka i položaju faze izgaranja. Može se vidjeti kako se s povećanjem faktora zraka pomiče granica stabilnog rada dalje od GMT. Dakle, položaj faze izgaranja određuje stabilnost pri određenom faktoru zraka, te je s porastom faktora zraka potrebno fazu izgaranja pomaknuti kasnije. Povećanje faktora zraka, u istom položaju faze izgaranja, utječe na povećanje intenziteta detonacije i na smanjenje koeficijenta varijacije tlaka. Također je vidljivo da pri najvećem faktoru zraka rad motora nije stabilan. Kako bi motor došao u stabilno područje rada potrebno je pomaknuti fazu izgaranja kasnije, zbog toga jer krivulja intenziteta detonacije ima tendenciju pada, dok krivulja koeficijenta varijacije tlaka nema tendenciju rasta.

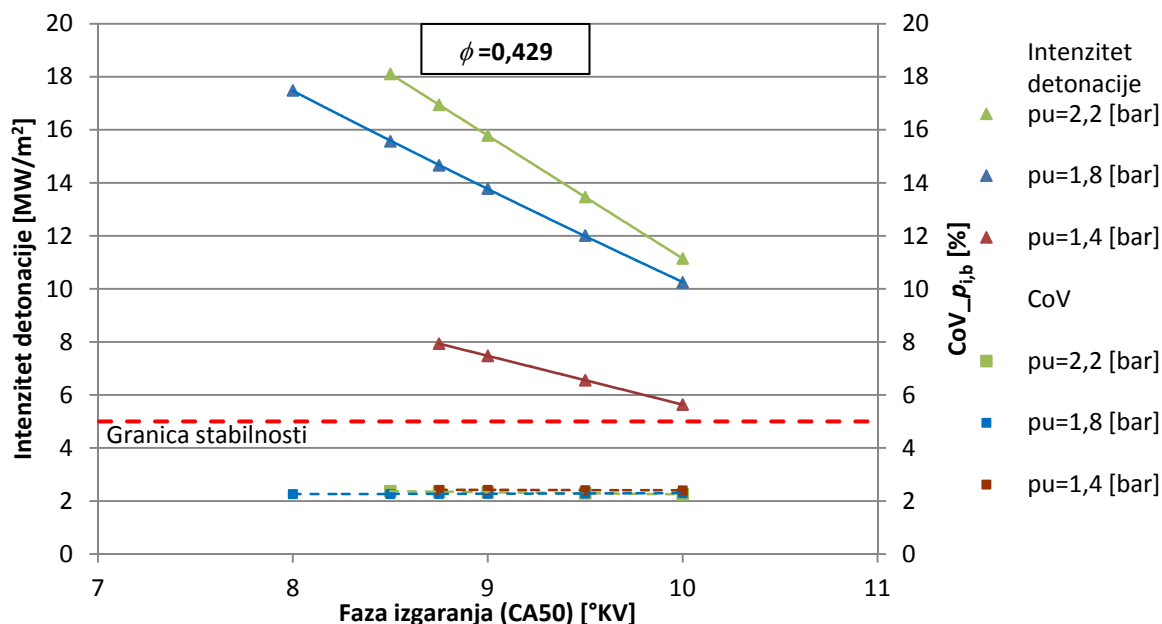
Na slici 5.13 i 5.14 prikazana je ovisnost intenziteta detonacije i koeficijenta varijacije tlaka o tlaku usisa i položaju faze izgaranja pri konstantnom faktoru zraka od 0,32 i 0,429.



Slika 5.13. Ovisnost stabilnosti rada motora (intenziteta detonacije i koeficijenta varijacije tlaka) o fazi izgaranja (CA50) i tlaku usisa pri faktoru zraka (ϕ) 0,32, uz prikaz gornje granice stabilnog rada.

Iz slike 5.13 je vidljivo da s niskim faktorom zraka i većim tlakom usisa (1,8 bar) motor radi blizu granice stabilnosti. Područje rada u tim uvjetima je vrlo usko i iznosi svega 2 °KV faze izgaranja. Sa smanjenjem tlaka usisa proširuje se područje stabilnog rada. Također vidljivo je da se pri niskim faktoru zraka položaj faze izgaranja ne smije previše udaljiti od GMT jer brzo dolazi od velike varijacije tlaka. Kod faktora zraka od 0,32 ta granica je na 8 °KV poslije GMT, a kod faktora zraka od 0,3 granica je već na 6 °KV poslije GMT.

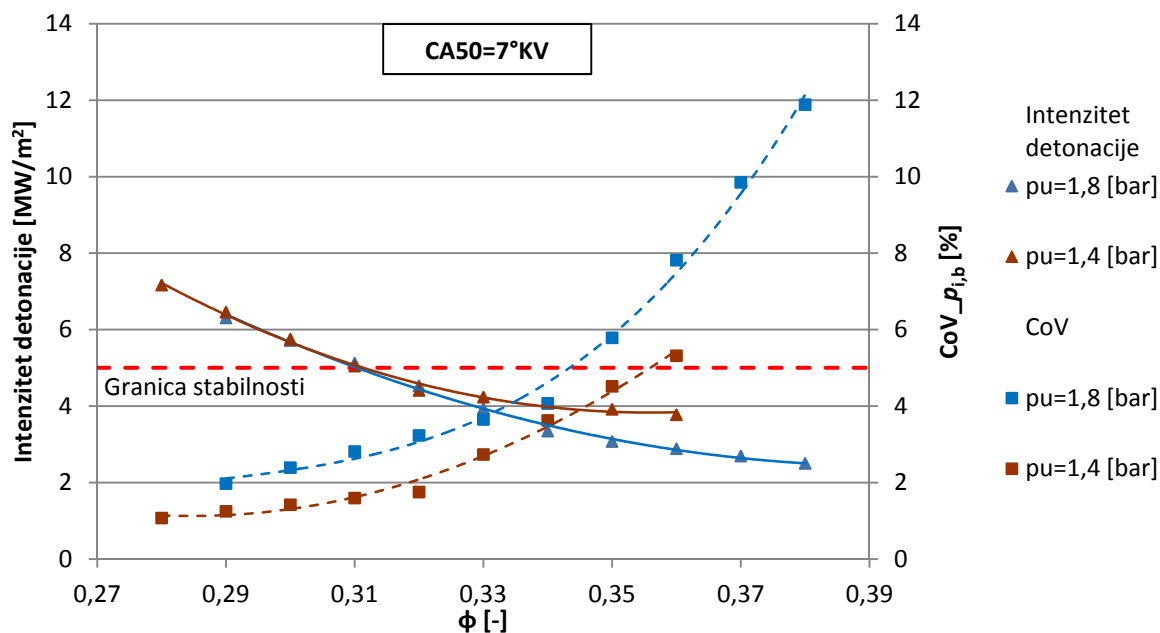
Ako se uzme u obzir prije spomenuti indicirani stupanj djelovanja, bolje je da motor radi uz granicu detonantnog izgaranja tj. s fazom izgaranja bliže GMT, jer tada motor ima veći indicirani stupanj djelovanja.



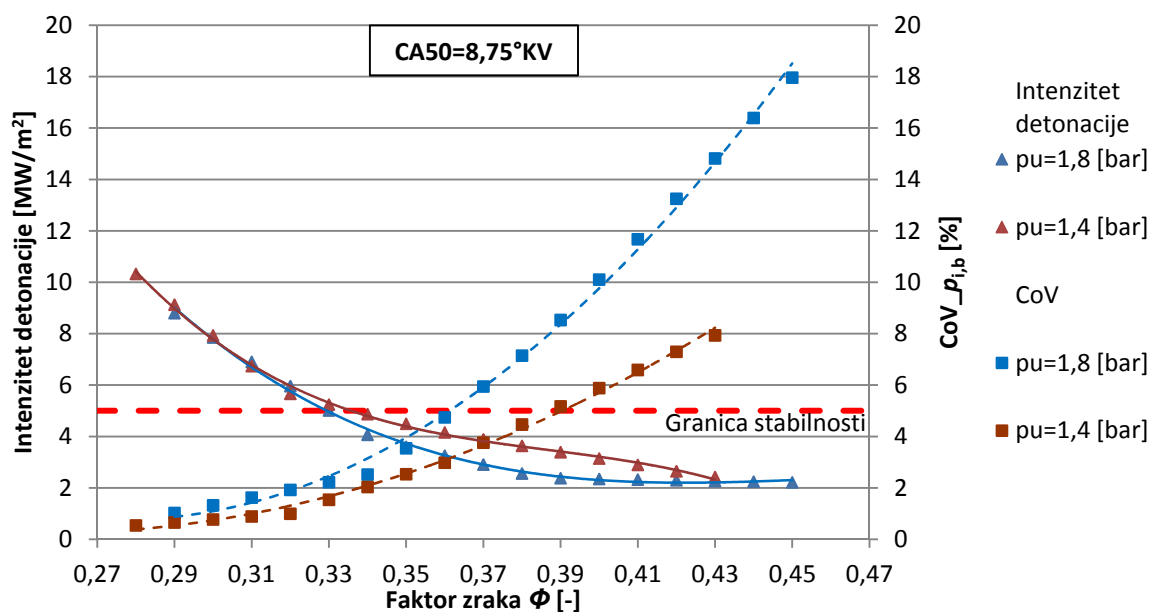
Slika 5.14. Ovisnost stabilnosti rada motora (intenziteta detonacije i koeficijenta varijacije tlaka) o fazi izgaranja (CA50) i tlaku usisa pri faktoru zraka (ϕ) 0,429, uz prikaz gornje granice stabilnog rada.

Ako se usporede slika 5.14 i slika 5.13 može se vidjeti da za razliku od niskog faktora zraka, kod visokog faktora zraka fazu izgaranja treba postaviti puno kasnije. Iz slike 5.14 još je vidljivo kako je intenzitet detonacije preko granice stabilnog rada, ali ima tendenciju brzog pada s pomicanjem faze izgaranja kasnije. Dok koeficijent varijacije tlaka je ispod granice stabilnosti i nema tendenciju rasta. Zbog toga bi se faza izgaranja mogla pomaknuti kasnije te bi motor ušao u stabilno područje rada. Također se može vidjeti da s porastom tlaka usisa fazu izgaranja treba postaviti kasnije kako bi motor ušao u stabilno područje rada.

Na slici 5.15 i 5.16 prikazana je ovisnost intenziteta detonacije i koeficijenta varijacije tlaka o tlaku usisa i faktoru zraka pri konstantnom položaju faze izgaranja od 7 i 8,75 °KV poslije GMT.



Slika 5.15. Ovisnost stabilnosti rada motora (intenziteta detonacije i koeficijent varijacije tlaka) o faktoru zraka (ϕ) i tlaku usisa pri kutu faze izgaranja od 7 °KV, uz prikaz gornje granica stabilnog rada.



Slika 5.16. Ovisnost stabilnosti rada motora (intenziteta detonacije i koeficijent varijacije tlaka) o faktoru zraka (ϕ) i tlaku usisa pri kutu faze izgaranja od 8,75 °KV, uz prikaz gornje granica stabilnog rada.

Iz slike 5.15 i slike 5.16 se može vidjeti da se s porastom tlaka usisa smanjuje područje stabilnog rada motor, što je vidljivo i na slici 5.6 i slici 5.7. Pri konstantnom položaju faze izgaranja s porastom faktora zraka raste intenzitet detonacije, a smanjuje se koeficijent varijacije tlaka. Također kod većeg tlaka usisa, koeficijent varijacije tlaka brže raste s

povećanjem faktora zraka. Vidljivo je još da pomak faze izgaranja s 7 na 8,75 °KV poslije GMT omogućuje rad s većim faktorom zraka. Što znači da bi motor radio s većim faktorom zraka potrebno je fazu izgaranja postaviti kasnije tj. udaljiti od GMT.

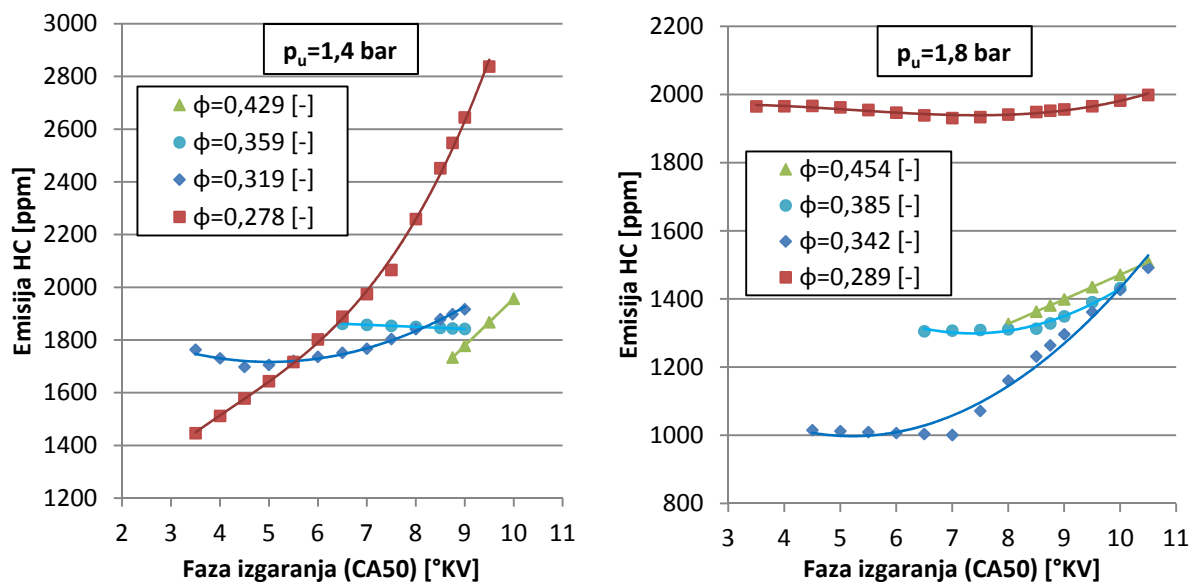
Iz navedenih slika se može zaključiti da na stabilnost rada motora najviše utječe položaj faze izgaranja. Za određenu kombinaciju tlaka usisa i faktora zraka potrebno je odabrati određeni položaj faze izgaranja kako bi motor stabilno radio. Sa povećanjem tlaka usisa i faktora zraka potrebno je fazu izgaranja postaviti kasnije. Povećanje tlaka usisa utječe na smanjenje radnog područja. Pri ispitivanju motor je stabilno radio s faktorom zraka do 0,39, ali je iz slika vidljivo kako bi motor stabilno radio i s većim faktorom zraka ako bi se faza izgaranja pomaknula kasnije od 10 °KV poslije GMT.

5.2.4. Emisija štetnih ispušnih plinova

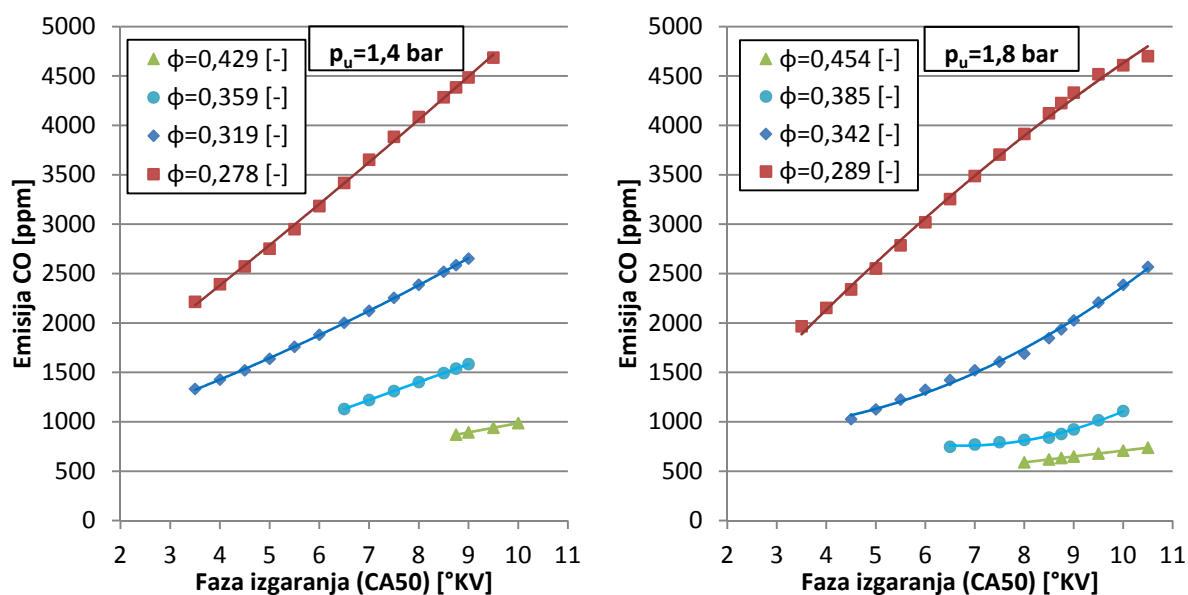
Pri ispitivanju mjerena je emisija neizgorenih ugljikovodika (HC), ugljikovog monoksida (CO) i dušikovih oksida (NO_x). Sve emisije su mjerene bez katalizatora. Vrijednosti emisija su izražene masenim udjelima, i to brojem masenih dijelova plina na milijun dijelova ispušnih plinova (ppm). Kako su temperature izgaranja kod HCCI motora niže u odnosu na druge motore s unutarnjim izgaranjem, za očekivati je da će emisija NO_x biti niža, a emisija CO i HC viša.

5.2.4.1. Emisija neizgorenih ugljikovodika (HC) i ugljikovog monoksida (CO)

Na slici 5.17 i 5.18 prikazan je utjecaj faktora zraka (ϕ) i položaja faze izgaranja (CA50) na emisiju neizgorenih ugljikovodika (HC) i ugljikovog monoksida (CO) pri konstantnom tlaku usisa.



Slika 5.17. Ovisnost emisije neizgorenih ugljikovodika (HC) o faktoru zraka (ϕ) i položaju faze izgaranja pri tlaku usisa od: a) $p_u = 1,4$ bar, b) $p_u = 1,8$ bar.



Slika 5.18. Ovisnost emisije ugljikovog monoksida (CO) o faktoru zraka (ϕ) i položaju faze izgaranja (CA50) pri tlaku usisa od: a) $p_u = 1,4$ bar, b) $p_u = 1,8$ bar.

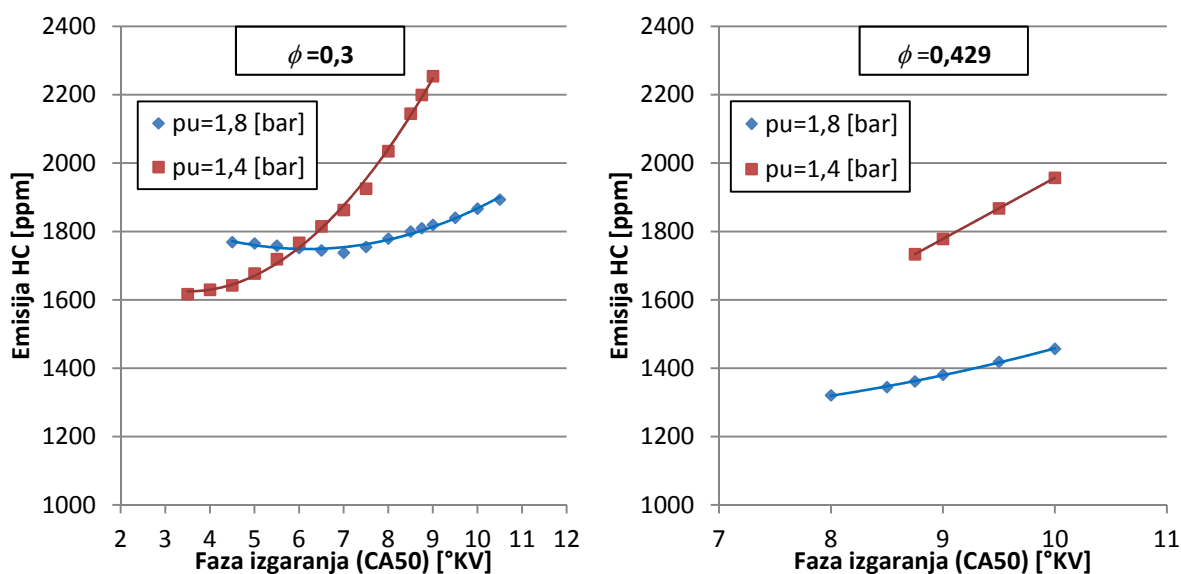
Na slici 5.17 i 5.18 vidljivo je da su emisije neizgorenih ugljikovodika (HC) i ugljikovog monoksida (CO) jako visoke (>500 ppm)

Emisija neizgorenih ugljikovodika (HC) ponaša se neobično s promjenom tlaka usisa i faktora zraka. Pri tlaku usisa od 1.4 bar (Slika 5.17 a)), kod ranijeg položaja faze izgaranja ($CA50 < 5,5^\circ KV$) emisija neizgorenih ugljikovodika raste s porastom faktora zraka s 0,28 na 0,32. Dok pri kasnijem položaju faze izgaranja ($CA50 > 5,5^\circ KV$) emisija neizgorenih ugljikovodika pada s porastom faktora zraka. Isto tako s porastom faktora zraka s 0,32 na 0,36

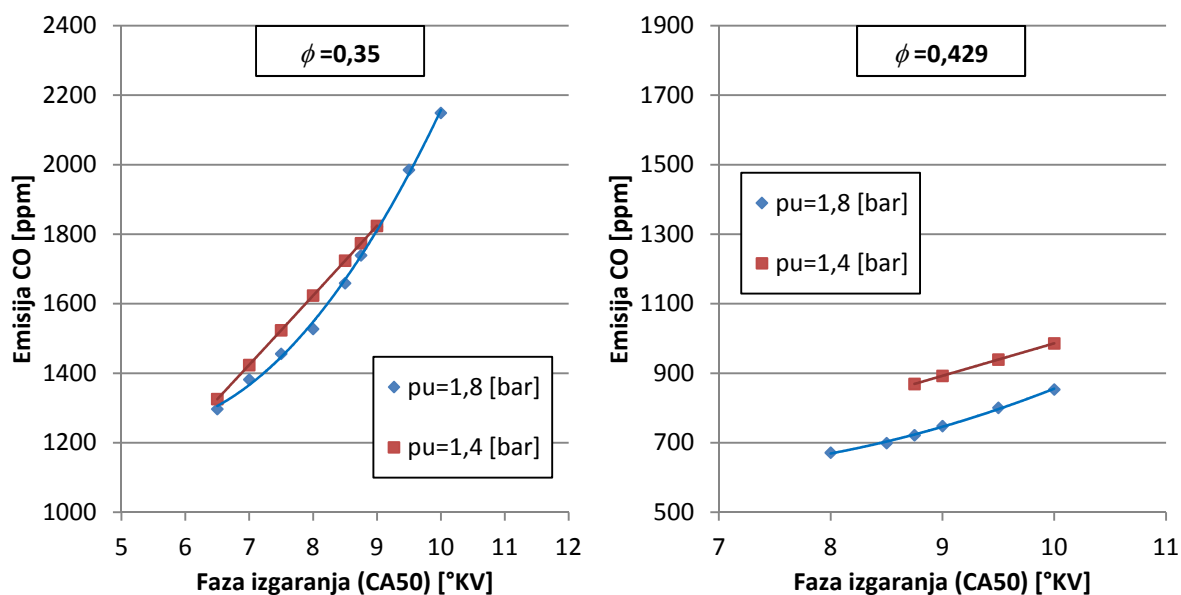
emisija neizgorenih ugljikovodika raste pri ranijem položaju faze izgaranja ($CA_{50} < 8^\circ KV$), a pri kasnijem položaju faze izgaranja ($CA_{50} > 8^\circ KV$) emisija pada s porastom faktora zraka s 0,32 na 0,36). Pri tlaku usisa od 1,8 bar (Slika 5.17 b)), emisija prvo pada s povećanjem faktora zraka do 0,34, a nakon povećanja faktora zraka iznad 0,34 emisija počne rasti. Pri konstantnom faktoru zraka, s pomicanjem faze izgaranja kasnije dolazi do povećanja emisije neizgorenih ugljikovodika (HC). Brzina povećanja emisije s pomicanjem faze izgaranja ovisi o faktoru zraka, pa tako pri nižem faktoru zraka emisija brže raste. Zanimljivo je ponašanje emisije pri tlaku usisa od 1,8 bar i faktoru zraka od 0,342. Sa pomakom faze izgaranja od $7^\circ KV$ emisija se ne mijenja, a s pomaka faze izgaranja iznad $7^\circ KV$ emisija počne naglo rasti.

Emisija ugljikovog monoksida (CO) značajno pada s porastom faktora zraka. Dok emisija raste s pomicanjem faze izgaranja kasnije. Neobična iznimka je pri tlaku usisa od 2,2 bar i nižem faktoru izgaranja od 0,34 (Slika 5.18 b)), gdje emisija pada s pomicanjem faze izgaranja kasnije. Ako se slika 5.18 usporedi sa slikom 5.9, može se vidjeti da je promjena emisije ugljikovog monoksida (CO) obrnuta promjeni stupnja djelovanja tj. kad stupanj djelovanja pada, emisija CO raste. Ako se uzmu u obzir svi tlakovi usisa, emisije se kreću u rasponu od 600-4500 ppm za ugljikov monoksid (CO) i 900-2700 ppm za neizgorene ugljikovodike (HC). Ako se emisije svedu na g/kWh(bruto), tada se kreću od 4.5 do 90 g/kWh za ugljikov monoksid (CO) i od 9,5 do 54 g/kWh za neizgorene ugljikovodike (HC), što je vrlo visoko u odnosu na propisanu Euro V normu.

Na slici 5.19 i 5.20 prikazan je utjecaj tlaka usisa i položaja faze izgaranja na emisiju neizgorenih ugljikovodika (HC) i ugljikovog monoksida (CO) pri konstantnom faktoru zraka.



Slika 5.19. Ovisnost emisije neizgorenih ugljikovodika (HC) o položaju faze izgaranja (CA_{50}) i tlaku usisa pri konstantnom faktoru zraka od: a) $\phi = 0,3$, b) $\phi = 0,429$.



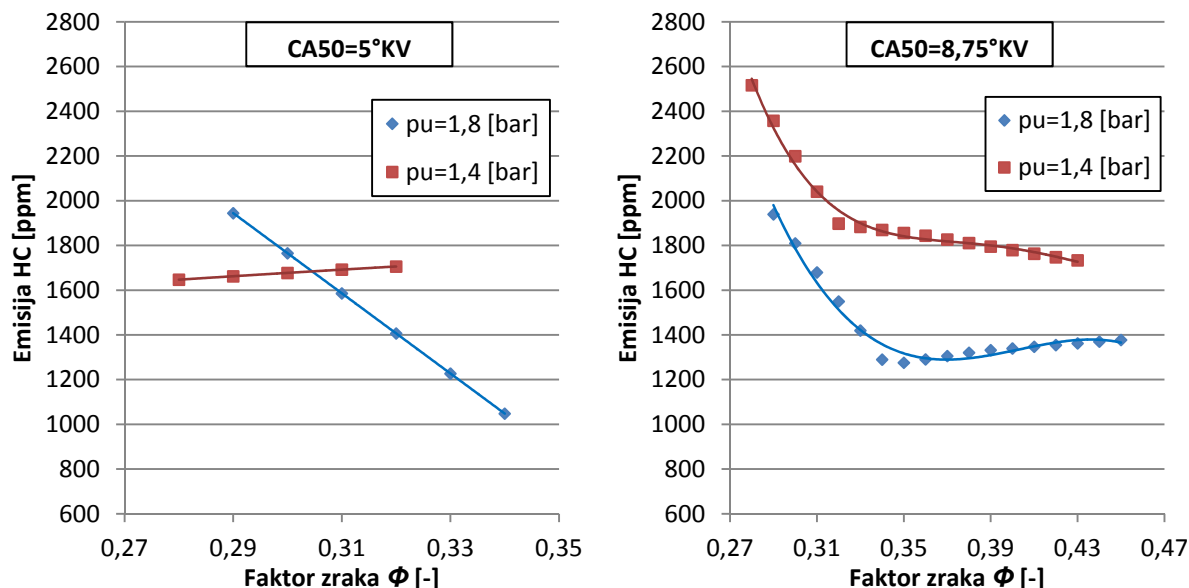
Slika 5.20. Ovisnost emisije ugljikovog monoksida (CO) o položaju faze izgaranja (CA50) i tlaku usisa pri konstantnom faktoru zraka od: a) $\phi = 0,35$, b) $\phi = 0,429$.

Na slici 5.19 je vidljivo kako pri visokom faktoru zraka ($\phi = 0,429$) emisija neizgorelih ugljikovodika (HC) značajno pada s porastom tlaka usisa. Pri niskom faktoru zraka ($\phi = 0,3$) kod rane faze izgaranja ($CA50 < 6^\circ KV$) emisija raste s porastom tlaka usisa, a kod kasnije faze izgaranja emisija pada s porastom tlaka usisa.

Na slici 5.20 a) je vidljivo kako se pri niskom faktoru zraka ($\phi = 0,35$) emisija ugljikovog monoksida (CO) ne mijenja značajno s porastom tlaka usisa s 1,4 na 1,8 bar. Položaj faze izgaranja značajno utječe na emisiju ugljikovog monoksida (CO). Emisija značajno raste s pomicanjem faze izgaranja kasnije.

Na slici 5.20 b) je vidljivo da pri visokom faktoru zraka ($\phi = 0,429$) emisija ugljikovog monoksida (CO) sa porastom tlaka usisa s 1,4 na 1,8 bar emisija pada. Položaj faze izgaranja nema tako značajan utjecaj kao kod niskog faktora zraka. Sa pomakom faze izgaranja kasnije dolazi do porasta emisije ugljikovog monoksida (CO).

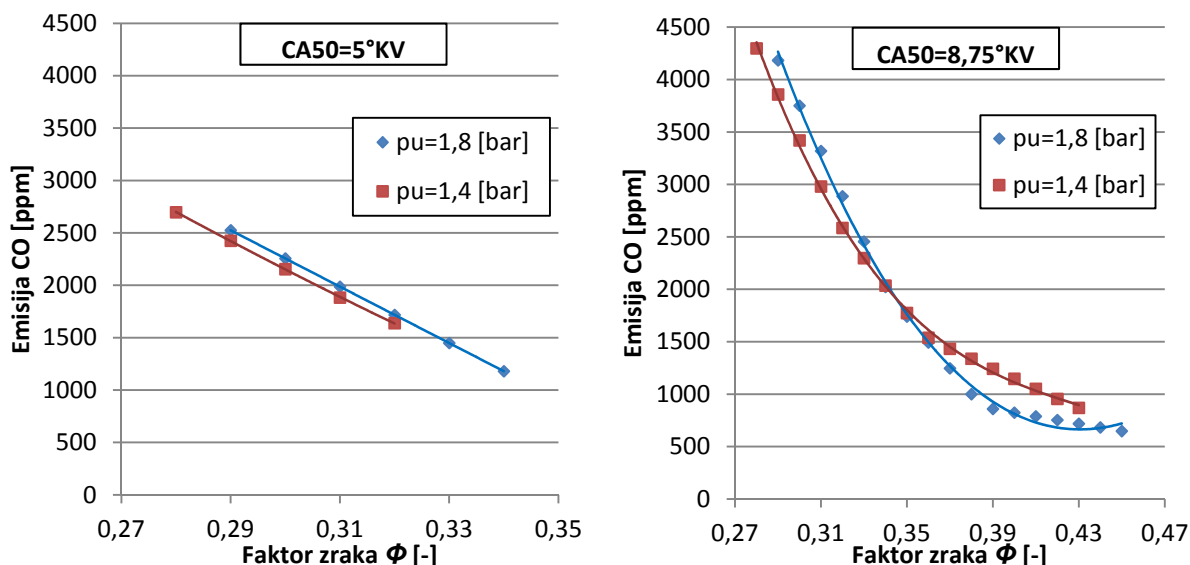
Na slici 5.21 i slici 5.22 prikazan je utjecaj tlaka usisa i faktora zraka (ϕ) na emisiju neizgorenih ugljikovodika (HC) i ugljikovog monoksida (CO) pri konstantnom položaju faze izgaranja.



Slika 5.21. Ovisnost emisije neizgorenih ugljikovodika (HC) o faktoru zraka (ϕ) i tlaku usisa pri kutu faze izgaranja (CA50) od: a) 5°KV, b) 8,75°KV.

Iz slike 5.21 je vidljivo da kod rane faze izgaranja (5°KV) i kod niskog faktora zraka ($\phi < 0,3$) emisija neizgorenih ugljikovodika (HC) raste s porastom tlaka usisa, dok s povećanjem faktora zraka iznad 0,3 emisija pada s porastom tlaka usisa. Zanimljivo je da kod tlaka usisa od 1,4 bar emisija raste s porastom faktora zraka, a kod tlaka usisa od 1,8 bar emisija naglo pada s porastom faktora zraka.

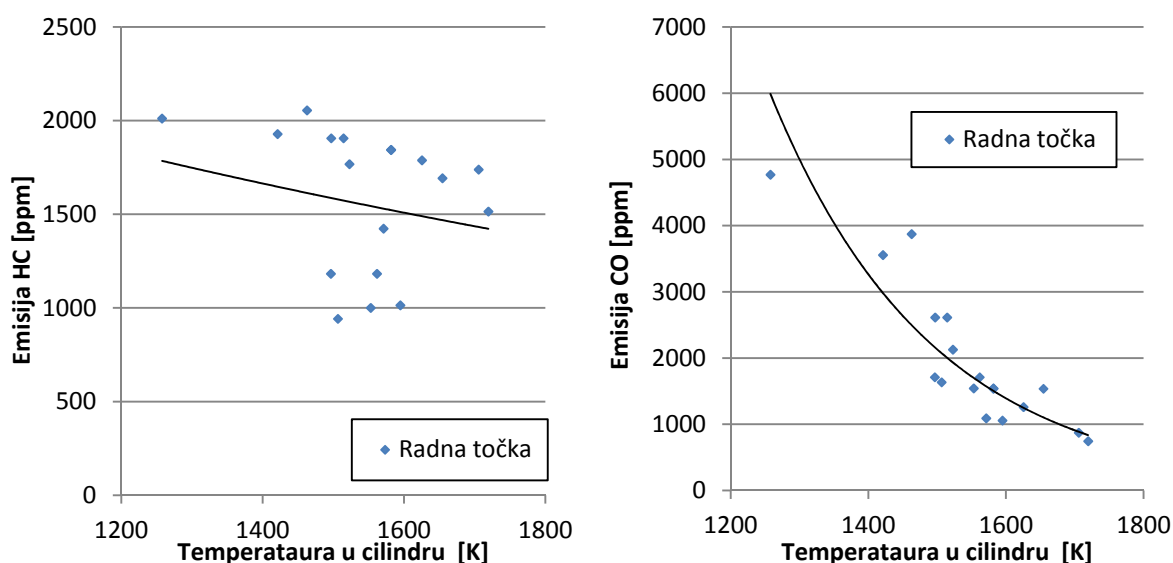
Pri kasnijoj fazi izgaranja (8,75°KV) emisija neizgorenih ugljikovodika (HC) pada s porastom tlaka usisa. Zanimljivo je da emisija naglo pada s povećanjem faktora zraka do 0,32 za tlak usisa 1,4 bar, odnosno do 0,34 za tlak usisa 1,8 bar. Nakon povećanja faktora zraka iznad 0,32 za tlak usisa od 1,4 bar emisija vrlo blago pada, dok pri tlaku 1,8 bar emisija počne blago rasti nakon što se faktor zraka poveća iznad 0,34.



Slika 5.22. Ovisnost emisije ugljikovog monoksida (CO) o faktoru zraka (ϕ) i tlaku usisa pri kutu faze izgaranja (CA50) od: a) 5°KV, b) 8,75°KV.

Iz slike 5.22 može se vidjeti da emisija ugljikovog monoksida (CO) značajno pada s porastom faktora zraka. Pri fazi izgaranja od 5°KV emisija raste s porastom tlaka usisa. Kod faze izgaranja od 8,75°KV i pri faktoru zraka manjem od 0,34 emisija raste s porastom tlaka usisa s 1,4 na 1,8 bar, a nakon povećanja faktora zraka iznad 0,34 emisija počne padati s porastom tlaka usisa s 1,4 na 1,8 bar. Ako se slika 5.22 usporedi sa slikom 5.11, može se primijetiti da emisija ugljikovog monoksida (CO) ponaša suprotno od indiciranog stupnja djelovanja tj. s povećanjem indiciranog stupnja djelovanja smanjuje se emisija ugljikovog monoksida (CO).

Na slici 5.23 je prikazan utjecaj najveće temperature u cilindru za više točaka na emisiju neizgorelih ugljikovodika (HC) i ugljikovog monoksida (CO).



Slika 5.23. Utjecaj najveće temperature u cilindru na emisiju: a) neizgorelih ugljikovodika (HC), b) ugljikovog monoksida (CO).

Iz slike 5.23 je vidljivo kako emisija neizgorenih ugljikovodika (HC) blago pada s porastom temperature u cilindru. Također rasipanje podataka kod emisije neizgorenih ugljikovodika (HC) je veliko, što znači da temperatura izgaranja nije presudna za emisiju neizgorenih ugljikovodika. Emisija ugljikovog monoksida (CO) naglo pada s porastom temperature izgaranja. Što je bilo i za pretpostaviti jer za oksidaciju ugljikovog monoksida (CO) potrebne su veće temperature izgaranja.

Iz svih navedenih slika za emisiju može se zaključiti da je emisija neizgorenih ugljikovodika (HC) i ugljikovog monoksida (CO) vrlo visoka. Na smanjenje emisije neizgorenih ugljikovodika (HC) najviše utječe porast tlaka usisa. Također emisija se smanjuje i s povećanjem faktora zraka (ϕ), ali samo do 0,34. Položaj faze izgaranja (CA50) također ima utjecaj emisiju, i to tako da s pomicanjem faze izgaranja kasnije emisija neizgorenih ugljikovodika (HC) raste. Rast je različit pri različitom faktoru zraka.

Emisija ugljikovog monoksida (CO) najviše ovisi o faktoru zraka. S porastom faktora zraka emisija značajno pada. Tlak usisa, ovisno o faktoru zraka, ima različiti utjecaj na emisiju ugljikovog monoksida (CO). Pri faktoru zraka manjem od 0,34 emisija raste s porastom tlaka usisa s 1,4 na 1,8 bar, a pri faktoru zraka većem od 0,34 emisija pada s porastom tlaka usisa s 1,4 na 1,8. Pomicanje faze izgaranja (CA50) kasnije utječe na povećanje emisije ugljikovog monoksida (CO). Valja primijetiti da smanjenje emisije ugljikovog monoksida (CO) prati povećanje stupnja djelovanja.

Dakle za najmanju emisiju neizgorenih ugljikovodika (HC) i ugljikovog monoksida (CO) motor bi trebao raditi s većim faktorom zraka, većim tlakom usisa i s ranijim položajem faze izgaranja (bliže GMT).

Unatoč tome što u određenim uvjetima emisija neizgorenih ugljikovodika (HC) i ugljikovog monoksida (CO) znatno pada, ona je i dalje visoko iznad dopuštene razine. Kao što je spomenuto prije, emisija svedena na g/kWh(bruto) iznosi od 4,5 do 90 g/kWh za ugljikov monoksida (CO) i od 9,5 do 54 g/kWh za neizgorene ugljikovodike (HC). Ako se uzmu u obzir samo stabilne točke rada onda najmanja emisija neizgorenih ugljikovodika (HC) i ugljikovog monoksida (CO) iznosi velikih 10 g/kWh(bruto).

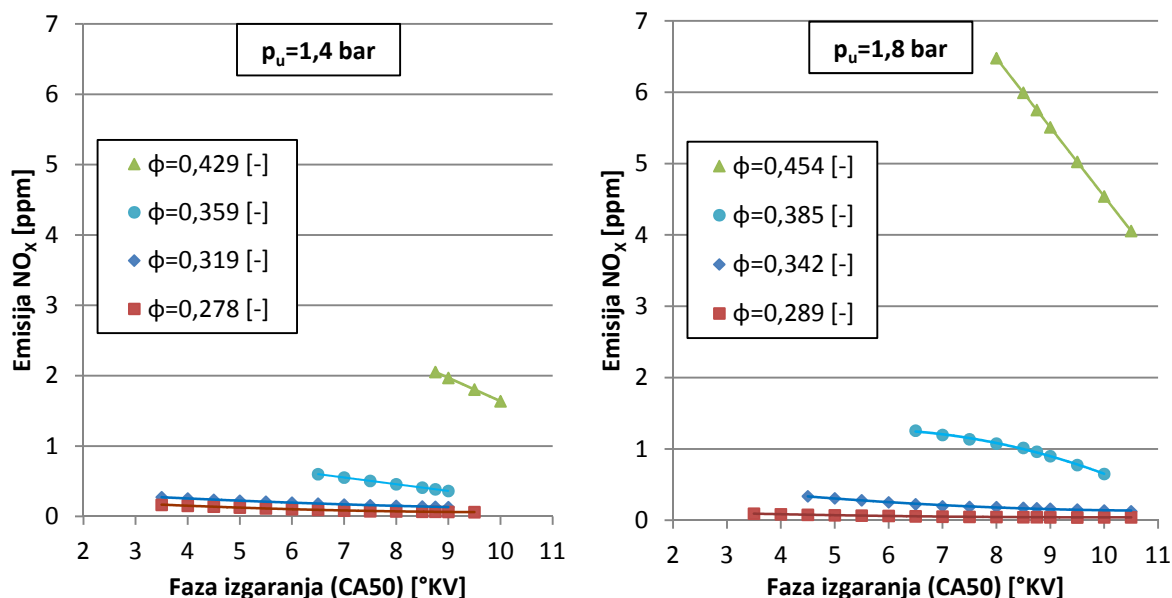
U odnosu na propisanu EURO V normu za komercijalna vozila koja iznosi 1,5 g/kWh za ugljikov monoksid (CO) i 0,46 g/kWh za neizgorene ugljikovodike (HC), najmanja emisija ugljikovog monoksida (CO) za stabilne točke je 6,5 puta veća od najveće propisane emisije. Dok je emisija neizgorenih ugljikovodika (HC) čak 22 puta veća od najveće propisane

emisije. Ako se uzme u obzir buduća EURO VI norma koja ima propisanu emisiju neizgorenih ugljikovodika od 0,13 g/kWh, tada je emisija neizgorenih ugljikovodika (HC) čak 77 puta veća od najveće propisane emisije.

Treba uzeti u obzir da je emisija neizgorenih ugljikovodika (HC) i ugljikovog monoksida (CO) mjerena bez prolaska ispušnih plinova kroz oksidacijski katalizator. Ako bi se ispušni plinovi pustili kroz oksidacijski katalizator tada bi emisija neizgorenih ugljikovodika (HC) i ugljikovog monoksida (CO) bila puno niža, te bi vjerojatno zadovoljila propisane norme.

5.2.4.1. Emisija dušikovih oksida (NO_x)

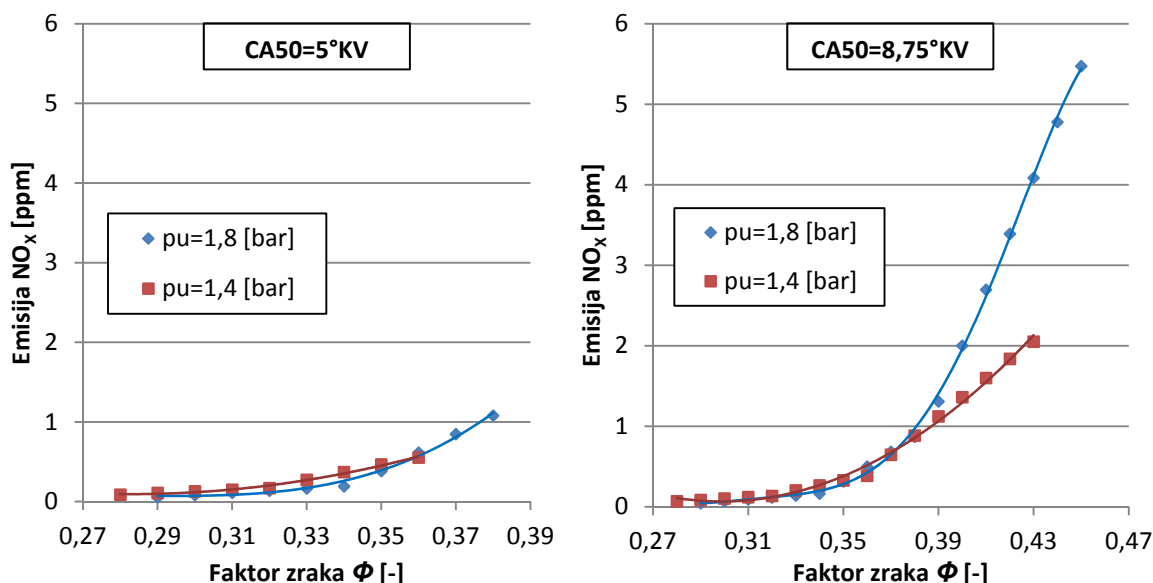
Na slici 5.24 prikazana je emisija dušikovih oksida (NO_x) u ovisnosti o faktoru zraka (ϕ) i položaju faze izgaranja (CA50) pri konstantnom tlaku usisa od 1,8 bar.



Slika 5.24. Ovisnost emisije dušikovih oksida (NO_x) o faktoru zraka (ϕ) i položaju faze izgaranja (CA50) pri tlaku usisa od: a) $p_u=1,4$ bar, b) $p_u=1,8$ bar.

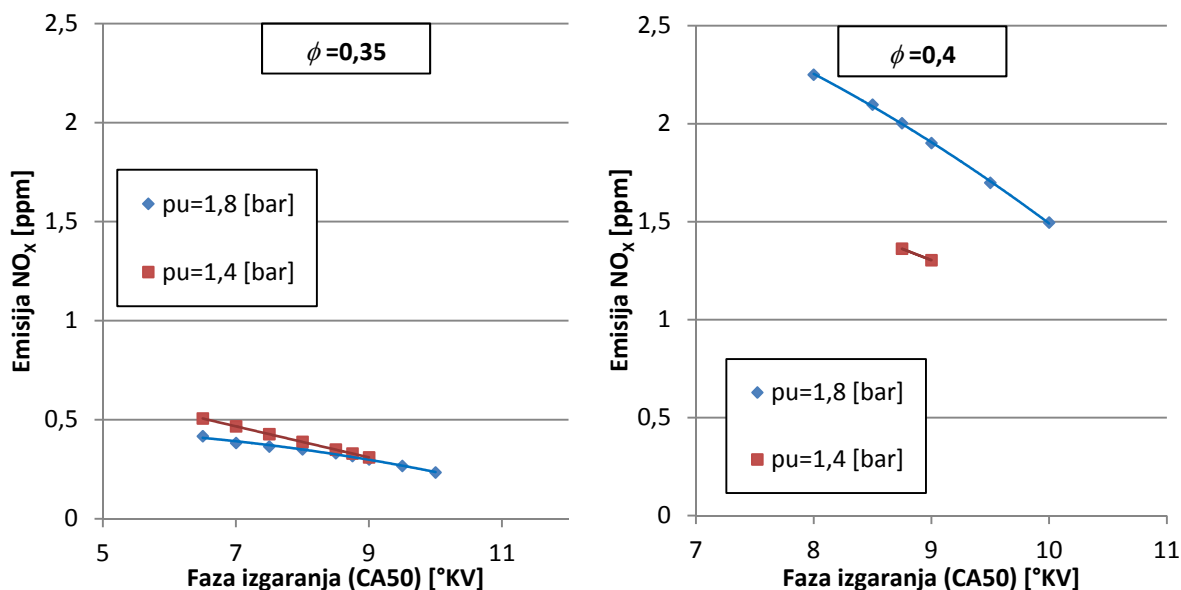
Na slici 5.24 se može vidjeti kako emisija dušikovih oksida (NO_x) značajno raste s porastom faktora zraka. Položaj faze izgaranja ima utjecaj tek pri faktoru zraka većem od 0,36 za tlak usisa od 1,4 bar i faktoru zraka većem 0,38 za tlak usisa od 1,8 bar. Emisija dušikovih oksida (NO_x) se smanjuje s pomakom faze izgaranja kasnije. Iako emisija značajno raste s porastom faktora zraka, ona je i dalje vrlo niska. Najveća emisija iznosi 6,3 ppm, a svedeno na g/kWh(bruto) iznosi 0,05, što je daleko ispod propisane Euro V norme koja za dušikove okside (NO_x) iznosi 2 g/kWh.

Na slici 5.25 prikazan je utjecaj tlaka usisa i faktora zraka na emisiju dušikovih oksida (NO_x) pri konstantnom položaju faze izgaranja (CA_{50}).



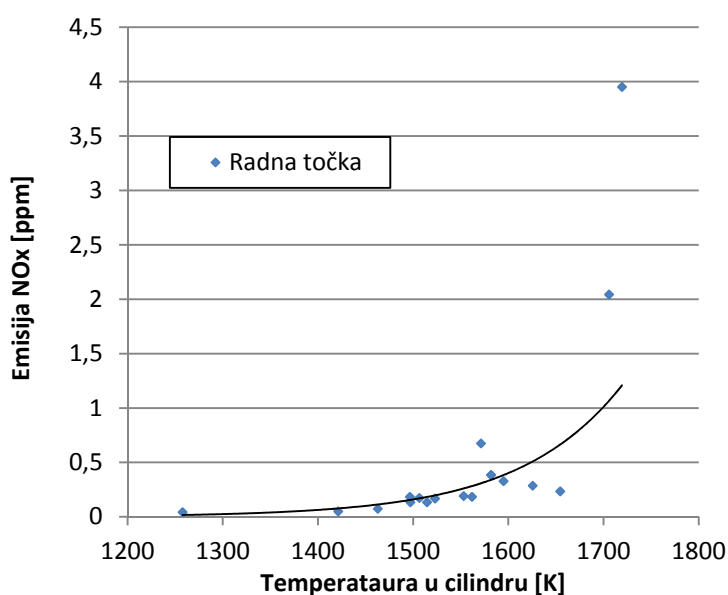
Slika 5.25. Ovisnost emisije dušikovih oksida (NO_x) o faktoru zraka (ϕ) i tlaku usisa pri kutu faze izgaranja (CA_{50}) od: a) 5°KV , b) $8,75^\circ\text{KV}$.

Na slici 5.25 vidljivo je kako povećanje faktora zraka značajno utječe na emisiju dušikovih oksida (NO_x). S povećanjem faktora zraka do 0,35 emisija blago raste, a s povećanjem faktora zraka iznad 0,35 emisija počne naglo rasti. Promjena tlaka usisa nema značajan utjecaj kod faktora zraka manjeg od 0,32. Pri faktoru zraka od 0,32 do 0,35 emisija blago pada s povećanjem tlaka usisa s 1,4 na 1,8 bar, a nakon povećanja faktora zraka iznad 0,39 utjecaj emisija značajno raste s porastom tlaka usisa s 1,4 na 1,8 bar.



Slika 5.26. Ovisnost emisije dušikovih oksida (NO_x) o fazi izgaranja (CA_{50}) i tlaku usisa pri faktoru zraka (ϕ) od: a) 0,35, b) 0,4.

Na slici 5.26 je vidljivo kako tlak usisa različito utječe na promjenu emisije dušikovih oksida (NO_x) pri različitim faktorima zraka. Kod faktora zraka od 0,35 emisija pada s povećanjem tlaka usisa s 1,4 na 1,8 bar, dok kod faktora zraka od 0,4 emisija raste s povećanjem tlaka usisa s 1,4 na 1,8 bar. Pomicanje faze izgaranja kasnije utječe na blago smanjenje emisije dušikovih oksida. Pri faktoru zraka od 0,4 položaj faze izgaranja ima veći utjecaj na smanjenje emisije u odnosu na faktor zraka od 0,35. Sa pomicanjem faze izgaranja kasnije značajnije pada emisija dušikovih oksida (NO_x).



Slika 5.27. Ovisnost emisije dušikovih oksida (NO_x) o najvećoj temperaturi u cilindru.

Iz slike 5.27 se može vidjeti kako najveća temperatura u cilindru značajno utječe na emisiju dušikovih oksida (NO_x). Emisija značajno počne rasti pri temperaturi od 1700 K. Što je i bilo za pretpostaviti jer su za oksidaciju dušika (N_2) potrebne visoke temperature izgaranja.

Za emisiju dušikovih oksida (NO_x) se može zaključiti da je vrlo niska za sve uvjete rada. Iako se značajno mijenja s uvjetima rada motora. Na emisiju najviše utječe faktor zraka. Sa povećanjem faktora zraka emisija se znatno povećava. Tlak usisa također ima utjecaj na emisiju, ali njegov utjecaj ovisi o veličini faktora zraka jer je utjecaj različit pri niskom ili visokom faktoru zraka. I promjena položaja faze izgaranja utječe na emisiju dušikovih oksida (NO_x). Emisija se smanjuje s pomicanjem faze izgaranja kasnije.

Emisija dušikovih oksida (NO_x) kreće se u rasponu od 0,04 do 6,26 ppm, a svedeno na g/kWh(bruto), emisija iznosi 0,0007 do 0,05 g/kWh. Ako se u obzir uzimaju samo stabilne točke rada tada emisija iznosi od 0,002 do 0,006 za g/kWh. To su vrlo niske vrijednosti, te takva emisija zadovoljava Euro VI normu kojoj gornja granica emisije dušikovih oksida

(NO_x) iznosi 0,4 g/kWh, što je 65 puta više od emisije dušikovih oksida (NO_x) ispitivanog motora. Razlog niske emisije dušikovih oksida (NO_x) je u tome što su temperature izgaranja u cilindru niže u odnosu na druge motore s unutarnjim izgaranjem (<1600 K).

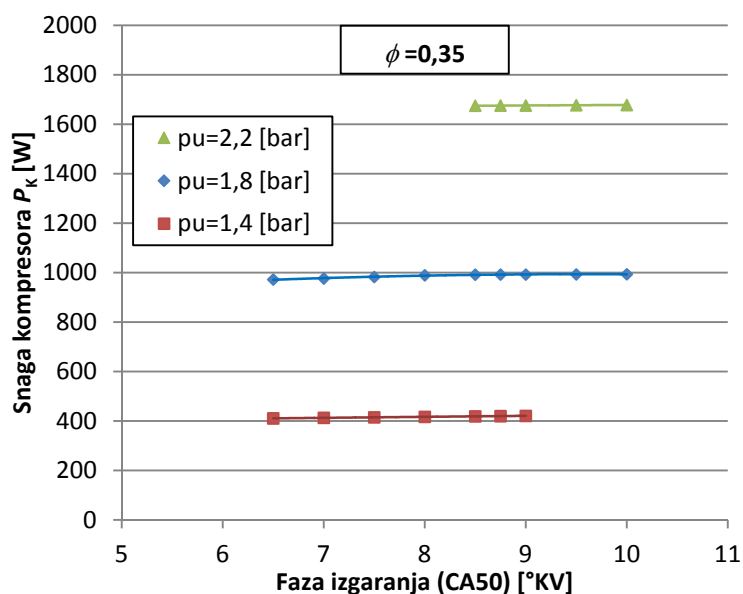
5.2.5. Utjecaj snage kompresora i grijača na rezultate ispitivanja

Pri ispitivanju motora korišteni su grijač i kompresor pogonjeni s vanjskim izvorom energije. Kako je za rad motora potreban grijač i kompresor, izračunata je snaga potrebna za njihov pogon, te je ona oduzeta od indicirane snage motora kako bi se dobila stvarna iskoristiva snaga motora. Također je prikazan i utjecaj kompresora i grijača na stupanj djelovanja, te udio u indiciranoj snazi. Prvo će biti prikazan utjecaj potrebne snage kompresora bez utjecaja potrebne snage grijača, zatim samo utjecaj potrebne snage grijača, a na kraju njihov zajednički utjecaj na snagu motora.

5.2.5.1. Potrebna snaga kompresora

Kompresor nam služi kako bi se zrak s atmosferskog tlaka komprimirao na tlak koji nam je potreban u usisu. Za pretpostaviti je da će potrebna snaga kompresora (P_K) najviše ovisiti o potrebnom tlaku usisa.

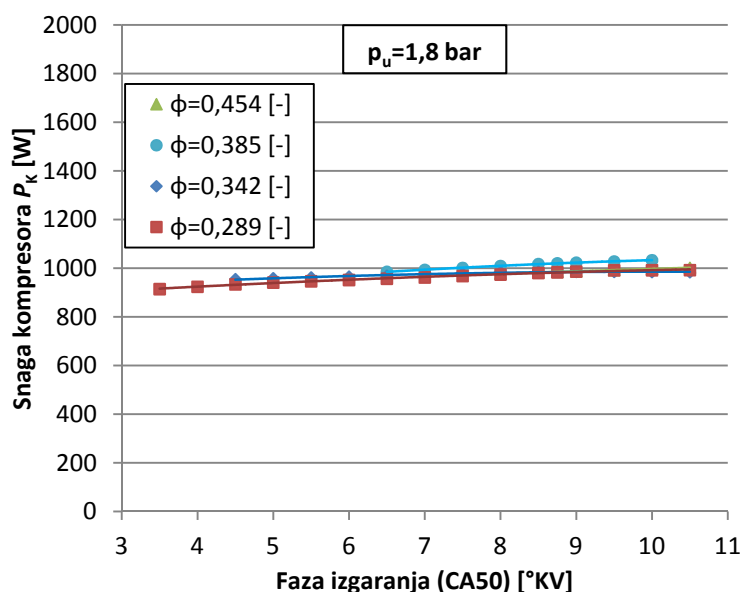
Na slici 5.28 prikazan je utjecaj potrebnog tlaka usisa i položaja faze izgaranja (CA50) na potrebnu snagu kompresora pri konstantnom faktoru zraka (ϕ).



Slika 5.28. Ovisnost potrebne snage kompresora o potrebnom tlaku usisa i fazi izgaranja (CA50) pri faktoru zraka (ϕ) od 0,35.

Iz slike 5.28 je vidljivo kako potrebna snaga kompresora najviše ovisi o potrebnom tlaku usisa. Sa porastom tlaka u usisu značajno raste potrebna snaga kompresora. Promjena položaja faze izgaranja vrlo blago utječe na promjenu potrebne snage kompresora. Sa pomicanjem faze izgaranja kasnije dolazi do blagog povećanja potrebne snage kompresora. Može se primijetiti da je za ostvarenje tlaka usisa od 2,2 bar potrebna vrlo velika snaga kompresora s obzirom da motor radi samo s jednim cilindrom.

Na slici 5.29 prikazan je utjecaj faktora zraka (ϕ) i položaja faze izgaranja (CA50) na potrebnu snagu kompresora pri konstantnom tlaku usisa od 1,8 bar.



Slika 5.29. Ovisnost potrebne snage kompresora o fazi izgaranja (CA50) i faktoru zraka (ϕ) pri tlaku usisa od 1,8 bar.

Može se vidjeti da promjena faktora zraka i položaja faze izgaranja ima utjecaj na potrebnu snagu kompresora, ali utjecaj je malen u usporedbi s utjecajem potrebnog tlaka usisa. Potrebna snaga za pogon kompresora raste s pomicanjem faze izgaranja kasnije. Povećanje faktora zraka zanimljivo utječe na potrebu snagu kompresora. Prvo s porastom faktora zraka do 0,39 raste potrebna snaga kompresora, a zatim s povećanjem faktora zraka iznad 0,39 potrebna snaga kompresora počne opadati. Razlog povećanja potrebne snage kompresora s povećanjem faktora zraka i pomicanjem faze izgaranje kasnije je u povećanju masenog protoka zraka, posebice pri nižem tlaku usisa.

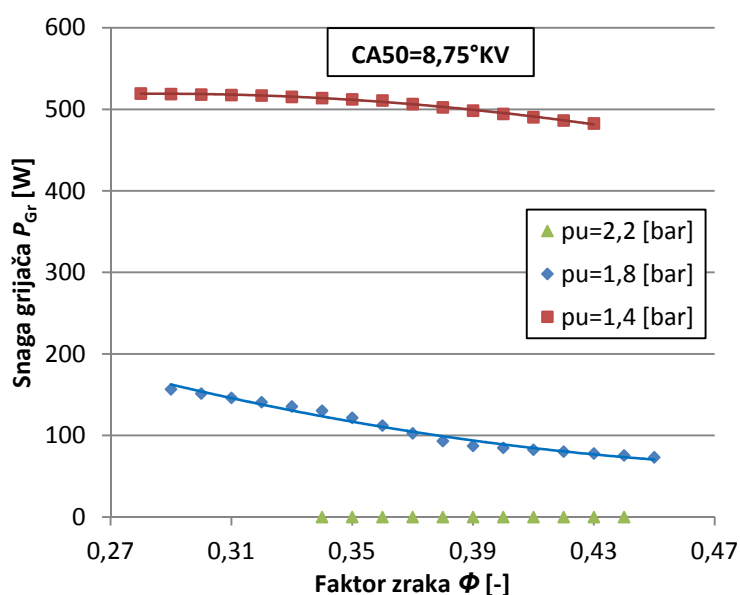
Iz navedenih slika se može zaključiti da potrebna snaga kompresora najviše ovisi o potrebnom tlaku usisa. Utjecaj položaja faze izgaranja i faktora zraka je malen u odnosu na utjecaj potrebnog tlaka usisa. Iako razlika između najmanje i najveće potrebne snage

kompresora za različite vrijednosti faktora zraka i položaja faze izgaranja iznosi 13% pri tlaku usisa od 1,4 i 1,8 bar, dok pri tlaku usisa od 2,2 bar iznosi svega 3%. Tako da utjecaj faktora zraka i faze izgaranja nije zanemariv pri nižim tlakovima usisa.

5.2.5.2. Potrebna snaga grijača

Za svaku radnu točku potrebna je određena temperatura usisanog zraka u cilindru, a to se ostvaruje grijačem u usisnoj cijevi. Kako se zrak uslijed komprimiranja zagrijava, za pretpostaviti je da će se potrebna snaga grijača smanjiti s porastom tlakom u usisu.

Na slici 5.30 prikazan je utjecaj tlaka usisa i faktora zraka (ϕ) na potrebnu snagu grijača pri konstantnom položaju faze izgaranja (CA50).

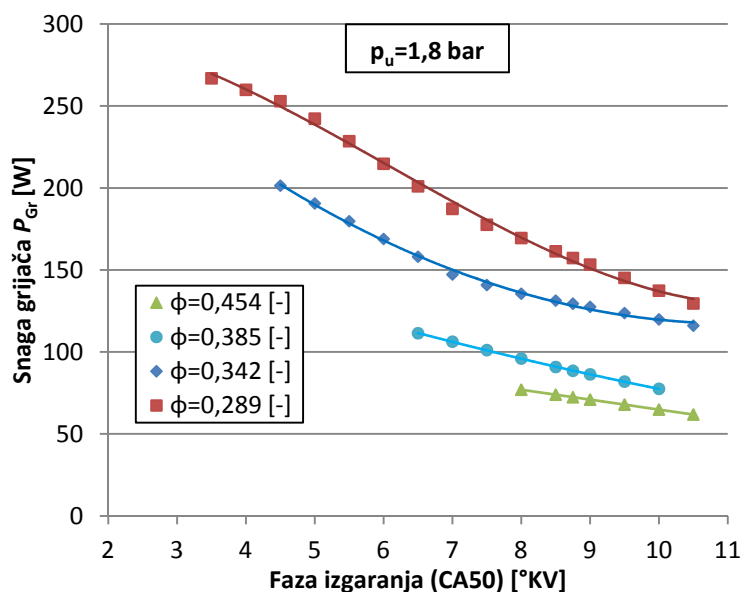


Slika 5.30. Ovisnost potrebne snage grijača o tlaku usisa i faktoru zraka (ϕ) pri položaju faze izgaranja (CA50) od 8,75 °KV.

Iz slike 5.30 je vidljivo kako potrebna snaga grijača najviše ovisi o promjeni tlaka usisa. Kao što je spomenuto, s porastom tlaka usisu dolazi do zagrijavanja zraka uslijed kompresije, te ga je potrebno manje dogrijavati pa snaga grijača značajno pada s porastom tlaka usisa. Pri tlaku usisa od 2,2 bar zrak se uslijed kompresije toliko zagrije da grijač nije potreban, već je zrak potrebno hladiti. Promjena faktora zraka također ima utjecaj na potrebnu snagu kompresora. Pri nižem tlaku usisa od 1,4 bar, povećanje faktora zraka do 0,36 ne utječe na potrebnu snagu grijača. Sa povećanjem faktora zraka pada potrebna temperatura zraka u cilindru, ali dolazi do povećanja masenog protoka zraka, pa se zbog toga potrebna snaga grijača vrlo malo mijenja. Pri faktoru zraka većem od 0,36 maseni protok prestaje rasti, a potrebna temperatura zraka u

cilindru nastavlja padati pa zbog toga počne padati i potrebna temperatura grijača. Pri tlaku usisa od 1,8 bar s povećanjem faktora zraka potrebna snaga grijača značajnije pada, razlog tome je smanjenje potrebne temperatura zraka u cilindru, dok se maseni protok zraka gotovo ne mijenja.

Na slici 5.31 prikazan je utjecaj faktora zraka i položaja faze izgaranja na potrebnu snagu grijača pri konstantnom tlaku usisa od 1,8 bar.



Slika 5.31. Ovisnost potrebne snage grijača o fazi izgaranja (CA50) i faktoru zraka (ϕ) pri tlaku usisa od 1,8 bar.

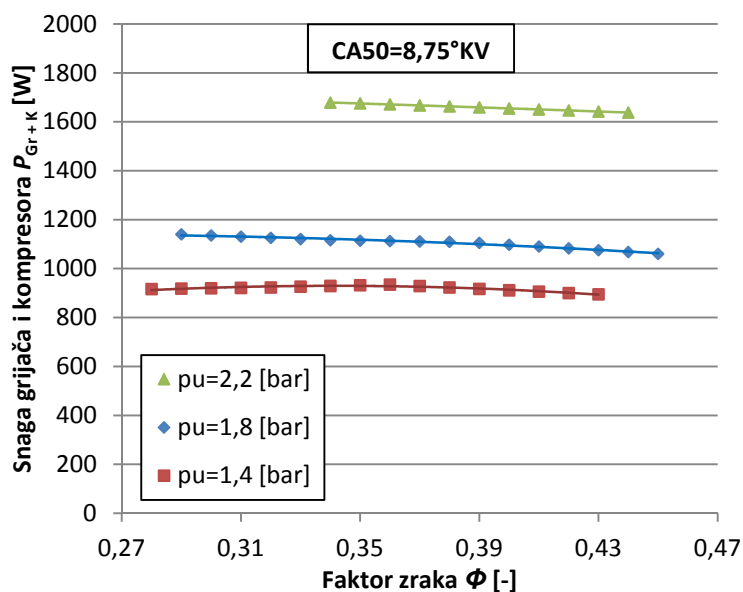
Na slici 5.31 je također vidljivo da potrebna snaga grijača pada s porastom faktora zraka i pomicanjem faze izgaranja kasnije. Kao što je spomenuto, razlog je smanjenje potrebne temperatura zraka u cilindru s pomicanjem faze izgaranja kasnije i s povećanjem faktora zraka.

Može se zaključiti da je pri nižim tlaku usisa potrebna velika snaga grijača, ali se ona značajno smanjuje s porastom tlaka u usisu. Rast tlaka u usisu iznad određene vrijednosti isključuje potrebu za grijačem jer se zrak uslijed kompresije dovoljno zagrije. Položaj faze izgaranja također ima značajan utjecaj, posebice kod nižeg faktora zraka. Faktor zraka isto utječe na snagu grijača, posebice pri većem tlaku usisa. Za smanjenje potrebne snage grijača potreban je viši tlak usisa, veći faktor zraka, te kasniji položaj faze izgaranja.

5.2.5.3. Zajednički utjecaj snage kompresora i grijača na analizirane vrijednosti

Prikazat će se promjena potrebne snage kompresora i grijača zajedno, te će se prikazati udio potrebne snage za pogon kompresora i grijača u indiciranoj snazi.

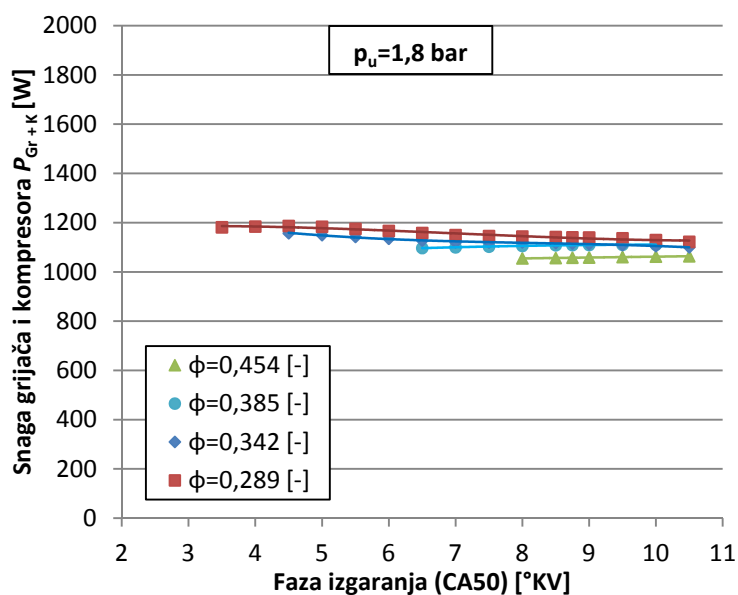
Na slici 5.32 prikazana je promjena potrebne snage grijača i kompresora u ovisnosti o faktoru zraka i tlaku usisa pri konstantnoj fazi izgaranja od 8,75 °KV.



Slika 5.32. Ovisnost potrebne snage kompresora i grijača o faktoru zraka (ϕ) i tlaku usisa pri fazi izgaranja (CA50) od 8,75 °KV.

Na slici 5.32 se može vidjeti kako potrebna snaga za pogon kompresora i grijača raste s porastom tlaka usisa. Zanimljivo je kako s porastom tlaka usisa s 1,4 na 1,8 bar potrebna snaga raste za 24%, dok s porastom tlaka usisa s 1,8 na 2,2 bar potrebna snaga raste za čak 47%. Utjecaj faktora izgaranja na promjenu potrebne snage kompresora i grijača je malen. Potrebna snaga blago opada s povećanjem faktora zraka.

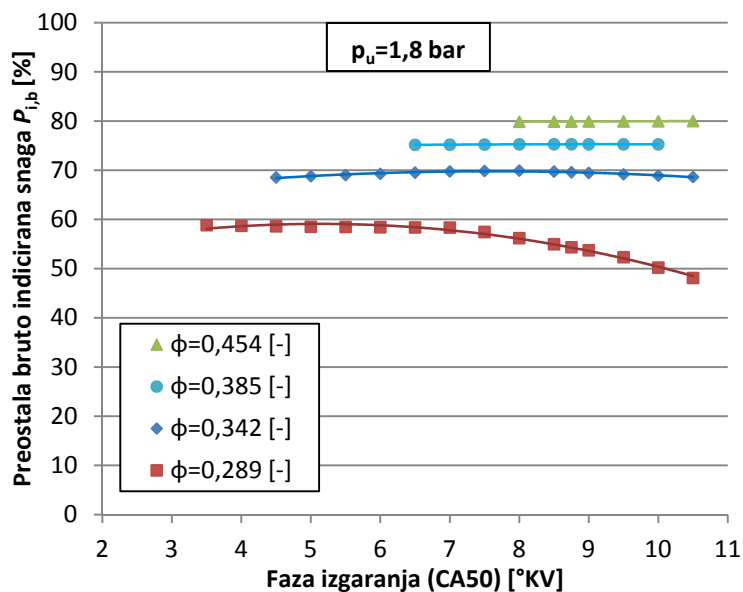
Na slici 5.33 prikazan je utjecaj faktora zraka i položaja faze izgaranja na potrebnu snagu kompresora i grijača pri konstantnom tlaku usisa od 1,8 bar.



Slika 5.33. Ovisnost potrebne snage kompresora i grijača o faktoru zraka (ϕ) i fazi izgaranja (CA50) pri tlaku usisa od 1.8 bar.

Na slici 5.33 može se vidjeti kako s porastom faktora zraka pada potrebna snaga kompresora i grijača. Iznimka je porast faktora pri kutu faze izgaranja većem od 9 °KV, gdje s porastom faktora zraka s 0,34 na 0,38 raste potrebna snaga kompresora i grijača. Položaj faze izgaranja različito utječe pri niskom i visokom faktoru zraka. Pri faktoru zraka manjem od 0,35 potrebna snaga pada s pomicanjem faze izgaranja kasnije, dok pri faktoru zraka većem od 0,35 potrebna snaga počinje rasti s pomakom faze izgaranja kasnije. Također je vidljivo kako se s porastom faktora zraka smanjuje utjecaj faze izgaranja. Pri faktoru zraka od 0,29 razlika između najmanje i najveće potrebne snage iznosi 5%, a pri faktoru zraka od 0,45 iznosi manje od 1%.

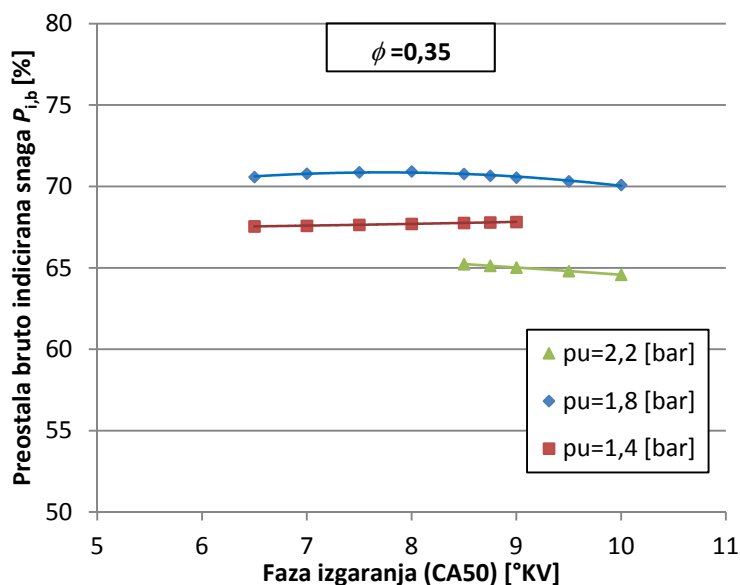
Na slici 5.34 prikazana je preostala bruto indicirana snaga nakon što se u obzir uzme potrebna snaga kompresora i grijača. Vrijednosti su prikazane u postotcima. Taj postotak ujedno prikazuje i postotno smanjenje bruto indiciranog stupanja djelovanja.



Slika 5.34. Ovisnost preostale bruto indicirane snage o faktoru zraka (ϕ) i fazi izgaranja (CA50) pri tlaku usisa od 1,8 bar.

Udio snage kompresora i grijača u bruto indiciranoj snazi značajno se mijenja s promjenom faktora zraka. Što je faktor zraka veći, udio snage kompresora i grijača u indiciranoj snazi je manji. Razlog tome je što indicirana snaga značajno raste s porastom faktora zraka, dok je snaga potrebna za pogon kompresora i grijača gotovo konstantna pri zadanom tlaku usisa.

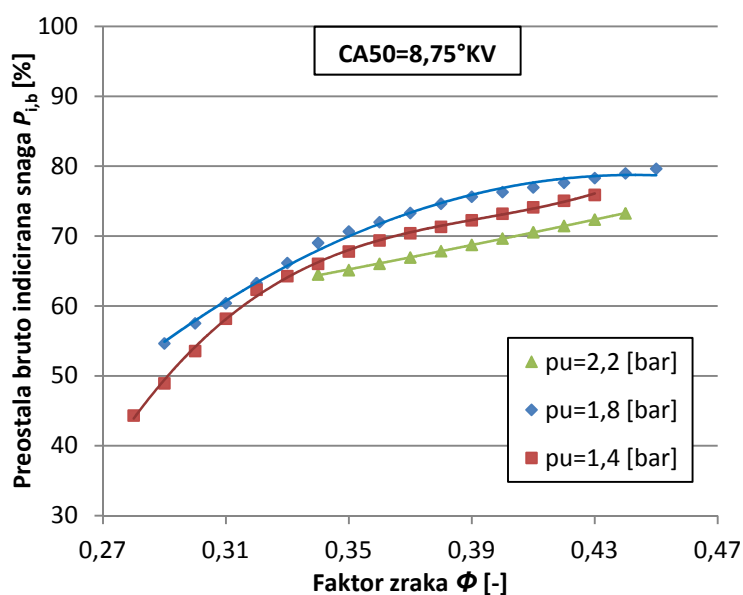
Slika 5.35 prikazuje ovisnost preostale bruto indicirane snage nakon pogona kompresora i grijača u ovisnosti o tlaku usisa i položaju faze izgaranja pri konstantnom faktoru zraka od 0,35.



Slika 5.35. Ovisnost preostale bruto indicirane snage o tlaku usisa i fazi izgaranja (CA50) pri faktoru zraka od (ϕ) od 0,35.

Iz slike 5.35 može se vidjeti kako pri konstantnom faktoru zraka, udio snage kompresora i grijača pada s porastom tlaka u usisu s 1,4 na 1,8 bar, dok s porastom tlaka u usisu s 1,8 na 2,2 bara udio raste, te je on najveći pri tlaku usisa od 2,2 bar. Razlog tome je veliko povećanje potrebne snage kompresora i grijača s porastom tlaka u usisu na 2,2 bar, dok indicirana snaga ne raste tako značajno s porastom tlaka usisa na 2,2 bara. Položaj faze izgaranja nema značajan utjecaj na promjenu udjela snage grijača i kompresora.

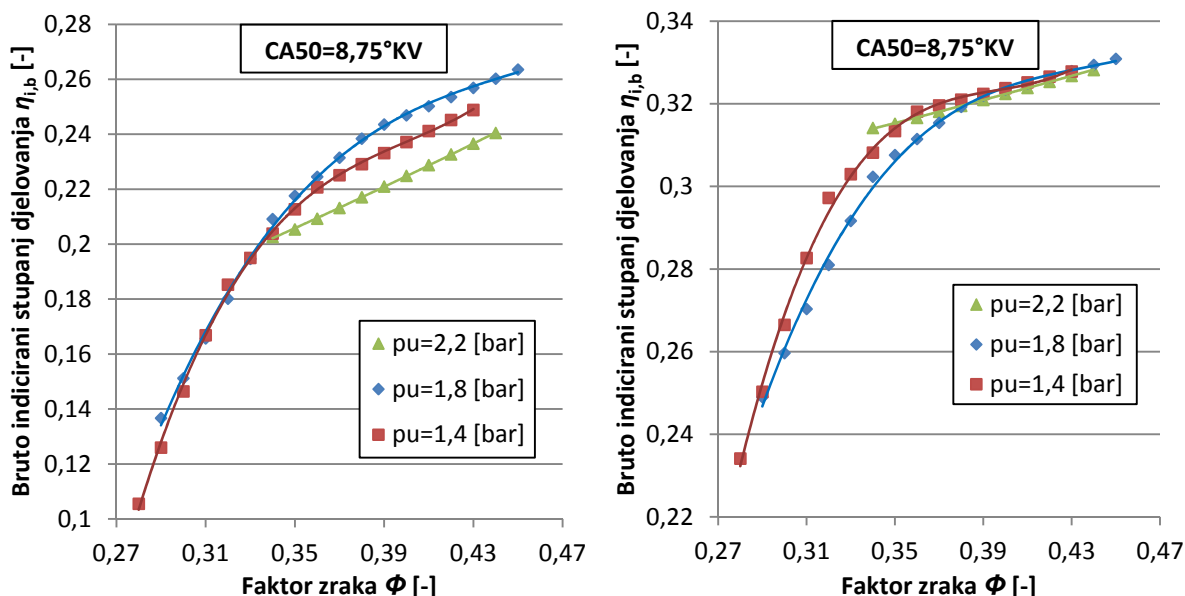
Na slici 5.36 prikazan je udio snage kompresora i grijača u indiciranoj snazi u ovisnosti o tlaku usisa i faktoru zraka pri konstantnom položaju faze izgaranja od 8,75 °KV.



Slika 5.36. Ovisnost preostale bruto indicirane snage o tlaku usisa i faktoru zraka (ϕ) pri fazi izgaranja (CA50) od 8,75 °KV.

Vidljivo je kako kod svakog faktora zraka udio snage kompresora i grijača pada s porastom tlaka usisa s 1,4 na 1,8 bar, dok s porastom s 1,8 na 2,2 bar udio snage kompresora i grijača raste, te je udio snage za cijeli raspon faktora zraka najveći pri tlaku usisa od 2,2 bar. Još se može vidjeti da će pad stupnja djelovanja biti značajan, posebice pri niskom faktoru zraka te pri tlaku usisa od 2,2 bar. Također slika potvrđuje ono što je vidljivo i na slici 5.34, da s porastom faktora zraka pada udio snage kompresora i grijača u indiciranoj snazi.

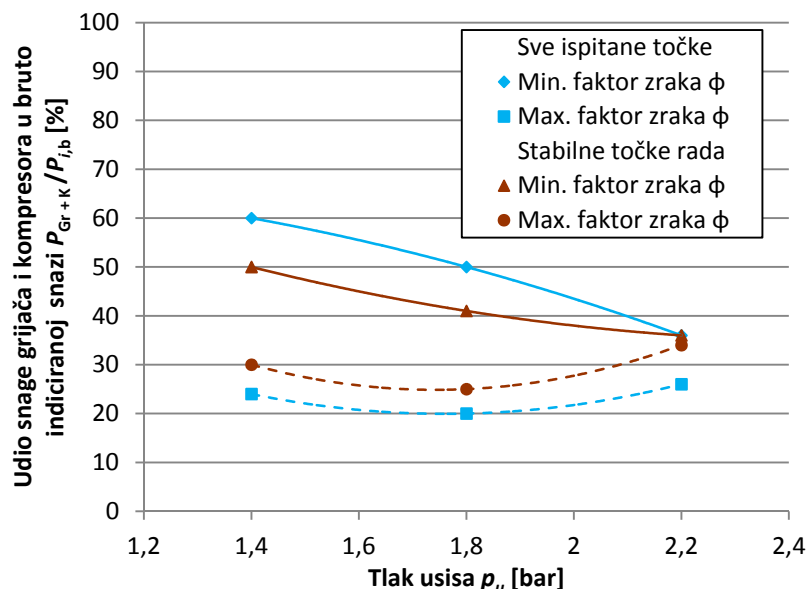
Na slici 5.37 uspoređeni su bruto indicirani stupnjevi djelovanja s utjecajem kompresora i grijača i bez njihovog utjecaja. Prikazana je promijena stupnja djelovanja u ovisnosti o faktoru zraka i tlaku usisa pri položaju faze izgaranja od 8,75 °KV.



Slika 5.37. Ovisnost bruto indiciranog stupnja djelovanja o tlaku usisa i faktoru zraka (ϕ) pri fazi izgaranja (CA50) od 8,75 °KV, a) s utjecajem kompresora i grijača, b) bez utjecaja kompresora i grijača

Iz slike 5.37 može se vidjeti kako kompresor i grijač imaju značajan utjecaj na bruto indicirani stupanj djelovanja. Stupanj djelovanja najmanje pada pri tlaku usisa od 1,8 bar, a najviše pri tlaku usisa od 2,2 bar. Nakon što se uzme u obzir utjecaj kompresora i grijača, tlak usisa od 1,8 bar u cijelom rasponu faktora zraka ima najveći stupanj djelovanja, dok tlak usisa od 2,2 bar ima najmanji. Posebice je veliki pad pri niskom faktoru zraka gdje stupanj djelovanja za tlak usisa 1,4 bar pada s 22% na samo 11%. Zapravo s utjecajem potrebne snage kompresora i grijača indicirani stupanj djelovanja, u cijelom rasponu faktora zraka, je puno niži u odnosu na postojeće Otto i Diesel motore.

Na slici 5.38 prikazan je postotni udio snage grijača i kompresora u bruto indiciranoj snazi u ovisnosti o najmanjem i najvećem faktoru zraka za svaki tlak usisa. Prikazan je utjecaj pri svim točkama rada, te samo pri stabilnim točkama rada.



Slika 5.38. Ovisnost udjela snage kompresora i grijača u bruto indiciranoj snazi o tlaku usisa i najmanjem i najvećem faktoru zraka (ϕ) za svaki tlak usisa.

Iz slike 5.38 je vidljivo kako za sve ispitane točke rada motora kod najmanjeg faktora zraka udio snage kompresora i grijača pada s porastom tlaka usisa. Ali treba uzeti u obzir da kod tlaka usisa od 1,4 bar najmanji faktor zraka iznosi 0,29, a kod tlaka usisa od 2,2 bar iznosi 0,34. Pri najvećem faktoru zraka udio snage kompresora i grijača u bruto indiciranoj snazi prvo pada s porastom tlaka usisa na 1,8 bar, a zatim raste s povećanjem tlaka usisa na 2,2 bar, te je pri tlaku usisa od 2,2 bar najveći.

Ako se u obzir uzmu samo stabilne točke rada tada pri najmanjem faktoru zraka udio snage kompresora i grijača također pada s porastom tlaka u usisu. Ali pri porastu tlaka usisa s 1,8 na 2,2 bar promjena udjela je puno manja u odnosu na nestabilne točke. Pri najvećem faktoru zraka također udio snage kompresora i grijača u bruto indiciranoj snazi prvo pada s porastom tlaka usisa na 1,8 bar, a zatim raste s povećanjem tlaka usisa na 2,2 bar, te je pri tlaku usisa od 2,2 bar najveći. Sa porastom tlaka u usisu s 1,8 na 2,2 bar porast udjela je veći u odnosu na nestabilne točke. Pri tlaku usisa od 1,8 bar udio kompresora i grijača u bruto indiciranoj snazi pri najvećem faktoru zraka iznosi 25%, a pri tlaku usisa od 2,2 bar iznosi čak 34%.

Iz navedenog se može zaključiti da je udio snage grijača i kompresora u bruto indiciranoj snazi vrlo velik, te se značajno mijenja s promjenom tlaka u usisu i faktora zraka. Kako faktor zraka raste, udio se smanjuje. Razlog tome je što indicirana snaga raste s porastom faktora zraka, dok se snaga za pogon kompresora i grijača ne mijenja. Povećanjem tlaka usisa do određene granice, dolazi do smanjenja udjela snage kompresora i grijača, a povećanjem tlaka

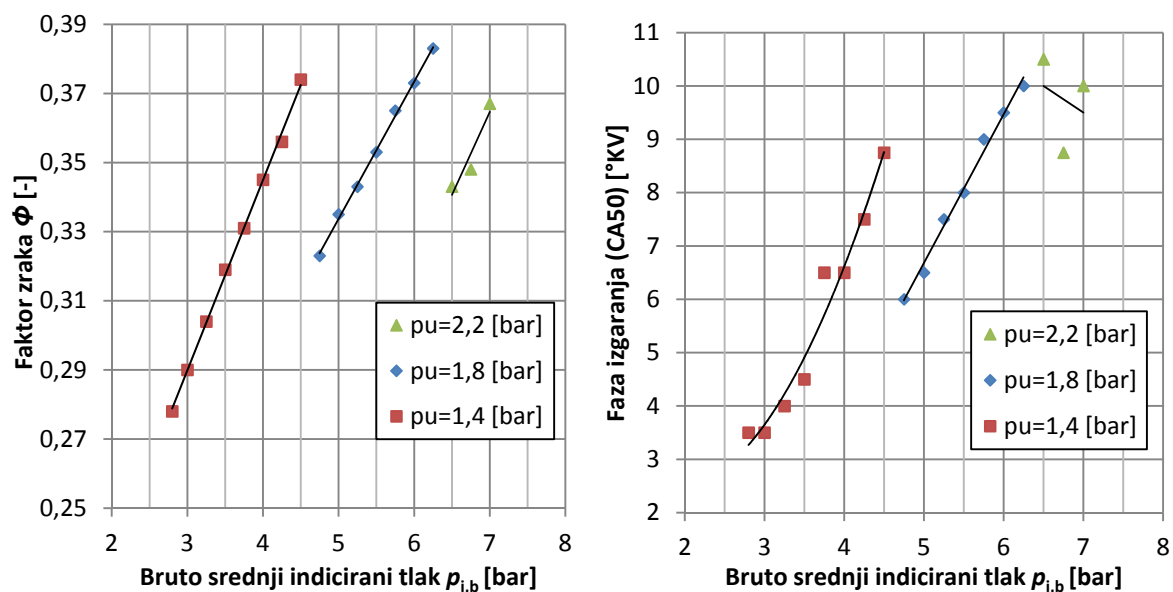
iznad te granice udio kompresora i grijača opet raste. Kako postotni udio također prikazuje koliko će se smanjiti stupanj djelovanja, vidljivo je da će se najmanje smanjit pri tlaku usisa od 1,8 bar, a najviše pri tlaku usisa od 2,2 bar. Što dovodi do toga da kod stabilnih točkama rada nije učinkovito da motor radi s tlakom usisa od 2,2 bar, što će se vidjeti iz mape za snagu motora u sljedećem poglavlju.

5.2.6. Radna mapa motora za stabilne točke rada

5.2.6.1. Radna mapa s rezultatima dobivenim ispitivanjem

Prikazat će konfiguraciju kontrolnih parametara za traženi bruto srednji indicirani tlak tj. odabire se određena kombinacije faktora zraka (ϕ), tlaka usisa (p_u) i faze izgaranja (CA50) kod kojih se ostvaruje traženi bruto srednji indicirani tlak.

Na slici 5.39 prikazan je potreban faktor zraka, položaj faze izgaranja i tlak usisa za ostvarenje traženog bruto srednjeg indiciranog tlaka.

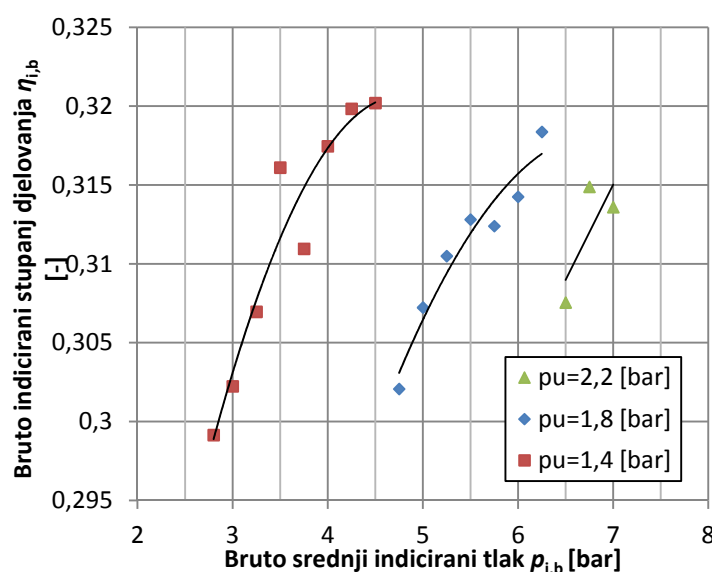


Slika 5.39. Promjena tlaka usisa i: a) faktora zraka (ϕ), b) faze izgaranja (CA50), u ovisnosti o traženom bruto srednjem indiciranom tlaku.

Iz slike 5.39 a) može se vidjeti da faktor zraka pri konstantnom tlaku usisa linearno raste s porastom traženog bruto srednjeg indiciranog tlaka. Nakon što se srednji indicirani tlak više ne može ostvariti s porastom faktora zraka, sljedeći traženi srednji indicirani tlak ostvaruje se s većim tlakom usisa uz smanjenje faktora zraka.

Na slici 5.39 b) Može se vidjeti da s porastom traženog srednjeg indiciranog tlaka treba pomaknuti fazu izgaranja kasnije. Ako se slike usporede može se vidjeti da srednji indicirani tlak raste s porastom faktora zraka, pa se može zaključiti da fazu izgaranja treba pomaknuti kasnije zbog povećanja faktora zraka. Također je vidljivo kako odstupaju točke za traženi bruto srednji indicirani tlak od 3,75 bar i 6,5 bar. Točka za srednji indicirani tlak od 6,5 bar posebice odstupa, to je vidljivo jer uzrokuje negativni nagib linije trenda pri tlaku usisa od 2,2 bar.

Na slici 5.40 prikazana promjena indiciranog stupnja djelovanja u odnosu na traženi bruto srednji indicirani tlak.



Slika 5.40. Promjena bruto indiciranog stupnja djelovanja ($\eta_{i,b}$) u ovisnosti o traženom bruto srednjem indiciranom tlaku ($p_{i,b}$).

Na slici 5.40 je vidljivo kako pri konstantnom tlaku usisa s porastom srednjeg indiciranog tlaka raste i indicirani stupanj djelovanja. Ako se usporede slika 5.39 a) i slika 5.40 može se vidjeti da stupanj djelovanja zapravo raste s porastom faktora zraka. Sa povećanjem tlaka usisa stupanj djelovanja naglo pada. Jer kako bi se ostvario traženi srednji indicirani tlak koji više nije moguće ostvariti pri tlaku usisa od 1,4 bar, potrebno je povećati tlak usisa na 1,8 bar, te smanjiti faktor zraka. A kako se smanjuje faktor zraka, tako pada i indicirani stupanj djelovanja. Sa daljnjim povećanjem traženog srednjeg indiciranog tlaka, tlak usisa ostaje jednak a povećava se faktor zraka, te stupanj djelovanja opet raste. I na ovome dijagramu je vidljivo da točke za srednji indicirani tlak od 3,75 i 6,5 bar odstupaju u odnosu na druge točke jer kod njih nastupa nagli pad stupnja djelovanja u odnosu na susjedne točke. Razlog što točka za 3,75 bar odstupa je u tome što za potreban faktor zraka nije ispitan položaj faze izgaranja manji od 6,5 °KV. A kako je vidljivo iz krivulje trenda (Slika 5.39 b)), fazu izgaranja trebalo

bi pomaknuti bliže GMT. Na taj način povećao bi se i stupanj djelovanja. Točka za srednji indicirani tlak od 6,5 bar odstupa jer iz dobivenih podataka točku od 6,5 bar je moguće ostvariti samo s tlakom usisa od 2,2 bar, najmanjim ispitanim faktorom zraka od 0,343 i kasnim položajem faze izgaranja. Iz slike 5.39 b) je vidljivo kako bi za točku 6,5 bar trebalo pomaknuti fazu izgaranja bliže GMT. Ali kako bi s time rastao bruto srednji indicirani tlak potrebno bi bilo smanjiti faktor zraka. Na taj način povećao bi se indicirani stupanj djelovanja koji je za tu točku niži u odnosu na ostale točke.

Kako bi se približno pokazala promjena stupnja djelovanja sa smanjenjem faktora zraka i pomakom faze izgaranja, u tablici 5.7 prikazana je ekstrapolacija podataka na faktor zraka od 0,335 pri tlaku usisa od 2,2 bar.

Tablica 5.7. Ekstrapolacija faktora zraka na vrijednost 0.335 pri tlaku usisa od 2.2 bar.

| Bruto srednji indicirani tlak $p_{i,b}$ | | Faktor zraka ϕ | |
|---|------|---------------------|----------|
| | | 0,335 | 0,343 |
| Faza izgaranja (CA50) | 6,5 | | 6,676509 |
| | 7 | | 6,673856 |
| | 7,5 | | 6,671204 |
| | 8 | | 6,668551 |
| | 8,5 | 6,502859 | 6,665898 |
| | 8,75 | 6,485558 | 6,649282 |
| | 9 | 6,465246 | 6,629878 |
| | 9,5 | 6,424624 | 6,591072 |
| | 10 | 6,384001 | 6,552265 |
| | 10,5 | | 6,513458 |

| Indicirani stupanj djelovanja $\eta_{i,b}$ | | Faktor zraka ϕ | |
|--|------|---------------------|----------|
| | | 0,335 | 0,343 |
| Faza izgaranja (CA50) | 6,5 | | 0,318341 |
| | 7 | | 0,317509 |
| | 7,5 | | 0,316676 |
| | 8 | | 0,315844 |
| | 8,5 | 0,313891 | 0,315011 |
| | 8,75 | 0,31299 | 0,314149 |
| | 9 | 0,312 | 0,313205 |
| | 9,5 | 0,310022 | 0,311318 |
| | 10 | 0,308043 | 0,30943 |
| | 10,5 | | 0,307543 |

Iz tablice 5.7 je vidljivo da se ekstrapolacijom podataka na faktor zraka 0,335, bruto srednji indicirani tlak od 6,5 bar može ostvariti pri položaju faze izgaranja od 8,5 °KV. Pri tim uvjetima indicirani stupanj djelovanja bi porastao s 0,3075 na 0,3139. Ako bi se ta točka uvrstila u prije navedene dijagrama, pratila bi trend drugih točaka.

Određene radne točke moguće je ostvariti s različitom kombinacijom tlaka usisa i faktora zraka. U tablici 5.8 prikazano je nekoliko točaka koje su ostvarene s različitim tlakom usisa, faktorom zraka i položajem faze izgaranja.

Tablica 5.8. Radne točke za ostvarenje istog traženog bruto srednje indiciranog tlaka.

| Traženi bruto srednji indicirani tlak $p_{i,b}$ | Stvarni bruto srednji indicirani tlak $p_{i,b}$ | Tlak usisa p_u | Faktor zraka ϕ | Faza izgaranja CA50 | Indicirani stupanj djelovanja $\eta_{i,b}$ |
|---|---|------------------|---------------------|---------------------|--|
| 4 | 4,012227806 | 1,4 | 0,345 | 6,5 | 0,317456 |
| 4 | 4,035640486 | 1,8 | 0,289 | 3,5 | 0,302826 |
| 4,25 | 4,229322214 | 1,4 | 0,356 | 7,5 | 0,319826 |
| 4,25 | 4,256135383 | 1,8 | 0,3 | 5 | 0,296544 |
| 4,5 | 4,492829402 | 1,4 | 0,374 | 8,75 | 0,320195 |
| 4,5 | 4,505056316 | 1,8 | 0,312 | 5,5 | 0,298803 |

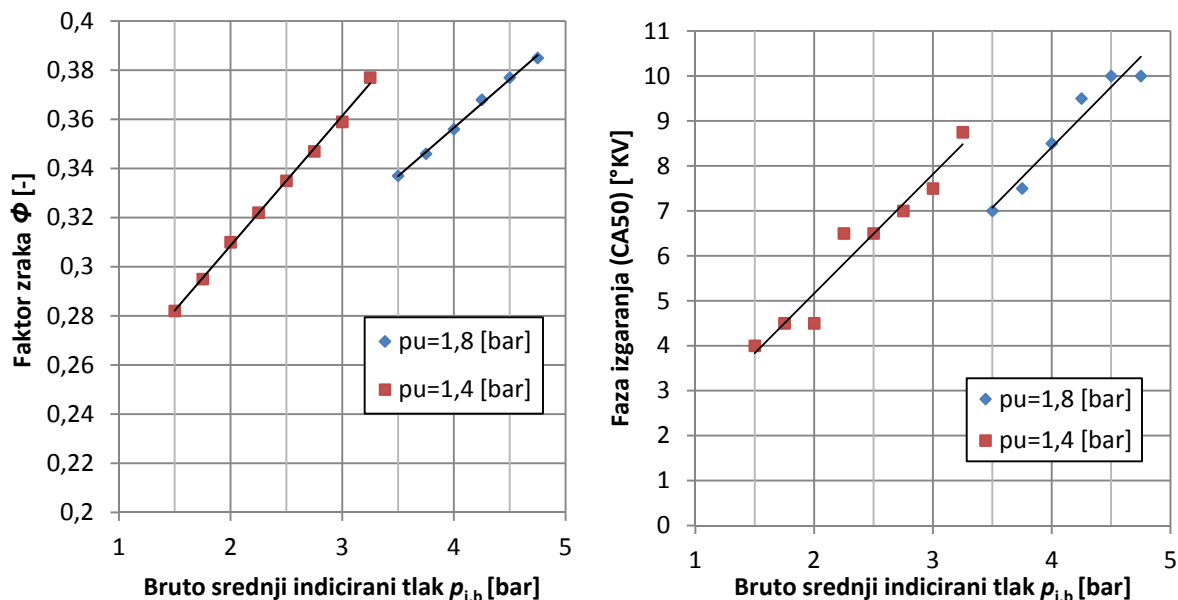
Iz tablice 5.8 može se vidjeti da se određene točke mogu ostvariti s većim tlakom usisa, manjim faktorom zraka i položajem faze izgaranja bliže GMT. Ali kao što je vidljivo, stupanj djelovanja pada s porastom tlaka usisa i smanjenjem faktora zraka. Zbog toga je bolje odabrati točke s većim faktorom zraka i manjim tlakom usisa.

Iz navedenog može se zaključiti da se s povećanjem traženog srednjeg indiciranog tlaka linearno mijenja faktor zraka i položaj faze izgaranja. Za ostvarenje nekih točaka potrebno je povećati tlak usisa i smanjiti faktor zraka. S time dolazi do naglog pada stupnja djelovanja. Kako bi se zadržao visok stupanj djelovanja u cijelom rasponu traženog srednjeg indiciranog tlaka, motor bi morao raditi za visokim faktorom zraka, a tlak usisa bi trebalo mijenjati s malim koracima.

5.2.6.2. Radna mapa s utjecajem potrebne snage kompresora i grijača

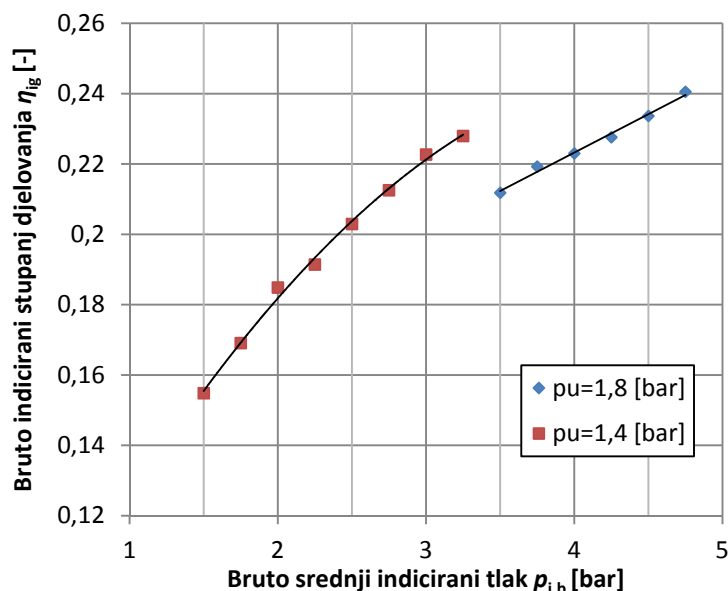
U ovom poglavlju prikazat će se radna mapa motora koja je sastavljena s izračunatim vrijednostima koje u obzir uzimaju potrebnu snagu kompresora i grijača.

Na slici 5.41 prikazan je potreban faktor zraka (ϕ), položaj faze izgaranja (CA50) i tlak usisa za ostvarenje traženog bruto srednjeg indiciranog tlaka koji je umanjnjen za potrebnu snagu grijača i kompresora.



Slika 5.41. Promjena tlaka usisa i: a) faktora zraka (ϕ), b) faze izgaranja (CA50) u ovisnosti o traženom bruto srednjem indiciranom tlaku umanjnom za snagu kompresora i grijača.

Iz slike 5.41 može se vidjeti da mapa s utjecajem snage kompresora i grijača ne sadrži točke s tlakom usisa od 2,2 bar. Razlog tome je veliki udio snage kompresora u bruto indiciranoj snazi pri tlaku usisa od 2,2 bar. Zbog toga je indicirani stupanj djelovanja veći pri tlaku usisa od 1,8 bar, te su za veće vrijednosti traženog srednjeg indiciranog tlaka odabrane točke s tlakom usisa od 1,8 bar. Promjena faktora zraka jednaka je kao i kod mape bez utjecaja kompresora i grijača. Faktor zraka raste linearno s porastom traženog srednjeg indiciranog tlaka. Nakon što se srednji indicirani tlak više ne može ostvariti s porastom faktora zraka, sljedeći traženi srednji indicirani tlak ostvaruje se s većim tlakom usisa uz smanjenje faktora zraka. Položaj faze izgaranja mora se pomaknuti kasnije s povećanjem traženog srednjeg indiciranog tlaka. S obzirom da se povećanje srednjeg indiciranog tlaka ostvaruje povećanjem faktora zraka, fazu izgaranja zapravo treba pomaknuti kasnije zbog povećanja faktora zraka. Također je vidljivo da točka za srednji indicirani tlak od 2,25 bar odstupa od ostalih točaka.



Slika 5.42. Promjena bruto indiciranog stupnja djelovanja ovisnosti o traženom bruto srednjem indiciranom tlaku umanjenom za snagu kompresora i grijača.

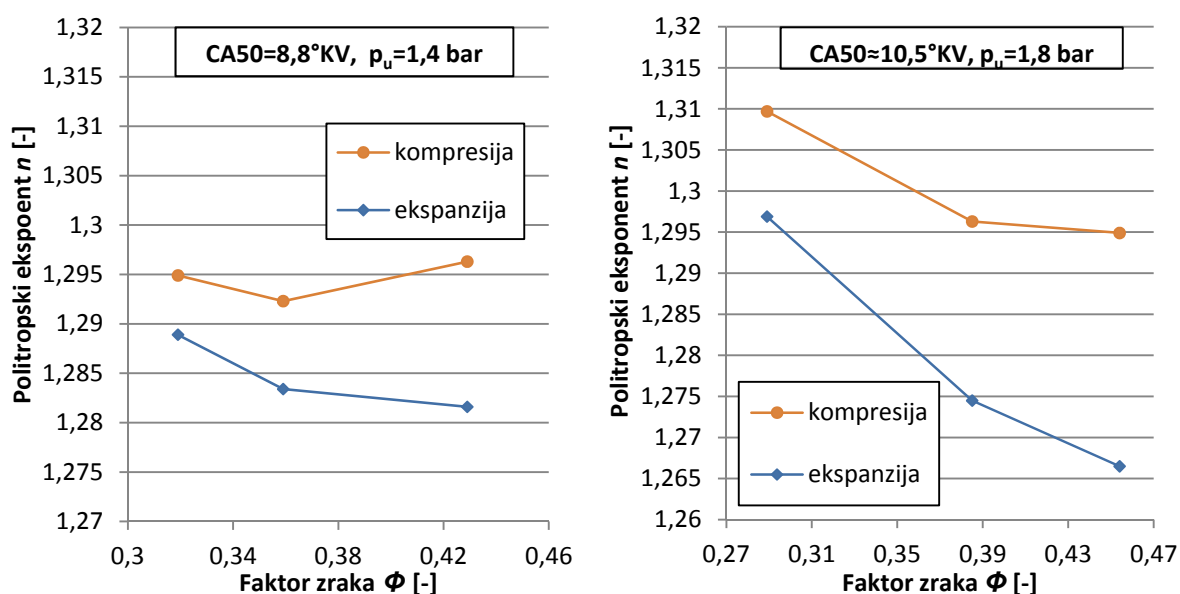
Na slici 5.42 prikazana promjena stupnja djelovanja u ovisnosti o traženom bruto srednjem indiciranom tlaku umanjenom za snagu kompresora i grijača. Vidljivo je kako pri konstantnom tlaku usisa s porastom traženog srednjeg indiciranog tlaka raste i indicirani stupanj djelovanja. Ako se usporede slika 5.41 a) i slika 5.42 vidljivo je da stupanj djelovanja zapravo raste s porastom faktora zraka. Sa povećanjem tlaka usisa dolazi do pada stupnja djelovanja. Jer kako bi se ostvario srednji indicirani tlak koji više nije moguće ostvariti pri tlaku usisa od 1,4 bar, potrebno je povećati tlak usisa na 1,8 bar, te smanjiti faktor zraka. A

kako se smanjuje faktor zraka, tako pada i indicirani stupanj djelovanja. Sa daljnjim povećanjem traženog srednjeg indiciranog tlaka, tlak usisa ostaje jednak a povećava se faktor zraka, te stupanj djelovanja opet raste. Na ovome dijagramu također se može vidjeti da točka za srednji indicirani od 2,25 bar malo odstupa jer se nalazi ispod krivulje trenda tj. ne prati rast indiciranog stupnja djelovanja u odnosu na susjedne točke. Razlog što točka za srednji indicirani tlak od 2,25 bar odstupa je u tome što za potreban faktor zraka nije ispitan položaj faze izgaranja manji od 6,5 °KV. Kako se može vidjeti iz slike 5.41 b), fazu izgaranja trebalo bi pomaknuti bliže GMT. Na taj način povećao bi se stupanj djelovanja.

Iz navedenog može se zaključiti da s utjecajem kompresora i grijača značajno pada stupanj djelovanja, te se smanjuje najveći mogući srednji indicirani tlak. Što je veći tlak usisa, veća je i potrebna snaga kompresora. To za posljedicu ima manji stupanj djelovanja te manju snagu motora. Zbog toga pri tlaku usisa od 2,2 bar nije moguće ostvariti veću snagu u odnosu na tlak usisa od 1,8 bar, dok je stupanj djelovanja za iste vrijednosti traženog srednjeg indiciranog tlaka veći pri tlaku usisa od 1,8 bar.

5.2.7. Promjena politropskih eksponenata kompresije i ekspanzije

Na slici 5.43 prikazana je promjena politropskih eksponenata kompresije i ekspanzije u ovisnosti o faktoru zraka (ϕ) pri konstantnom položaju faze izgaranja (CA50) i tlaku usisa.

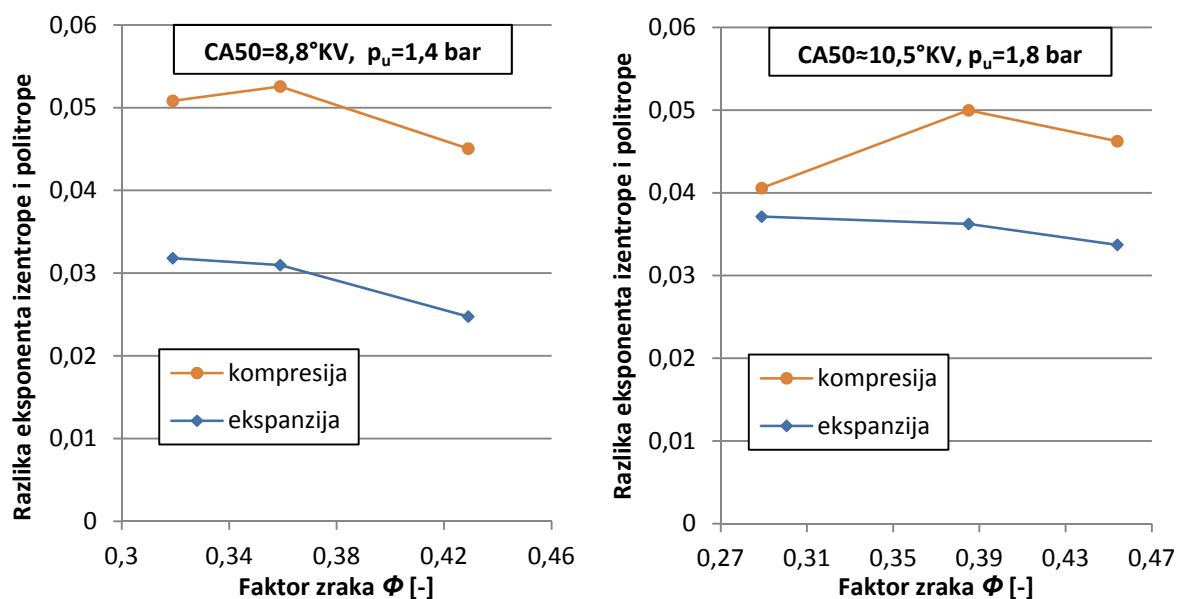


Slika 5.43. Promjena politropskih eksponenata kompresije i ekspanzije u ovisnosti o faktoru zraka (ϕ) pri fazi izgaranja (CA50) i tlaku usisa (p_u) od: a) CA50=8,8 °KV, $p_u=1,4$ bar, b) CA50≈10,5 °KV, $p_u=1,8$ bar.

Iz slike 5.43 je vidljivo da s povećanjem faktora zraka pri tlaku usisa od 1,4 bar politropski eksponent ekspanzije blago pada, dok se eksponent kompresije vrlo malo mijenja. Pri tlaku usisa od 1,8 bar s porastom faktora zraka politropski eksponent kompresije i ekspanzije značajno pada, te razlika između njih postaje veća. Sa povećanjem faktora zraka se mijenja sastav smjese. Gorivo ima manji izentropski eksponent κ od zraka pa s porastom faktora zraka smanjuje se izentropski eksponent smjese. S obzirom da politropski eksponent kompresije pri tlaku usisa od 1,4 bar raste s povećanjem faktora zraka s 0,36 na 0,43, može se zaključiti da su toplinski gubici tokom kompresije veći pri faktoru zraka od 0,36.

Kako bi se mogli utvrditi toplinski gubici potrebno je poznavanje izentropskoga eksponenta smjese. Odstupanje politropskog od izentropskog eksponenta predstavlja toplinske gubitke.

Na slici 5.44 prikazano je odstupanje politropskog eksponenta od izentropskoga eksponenta pri uvjetima jednakima kao i na slici 5.43.

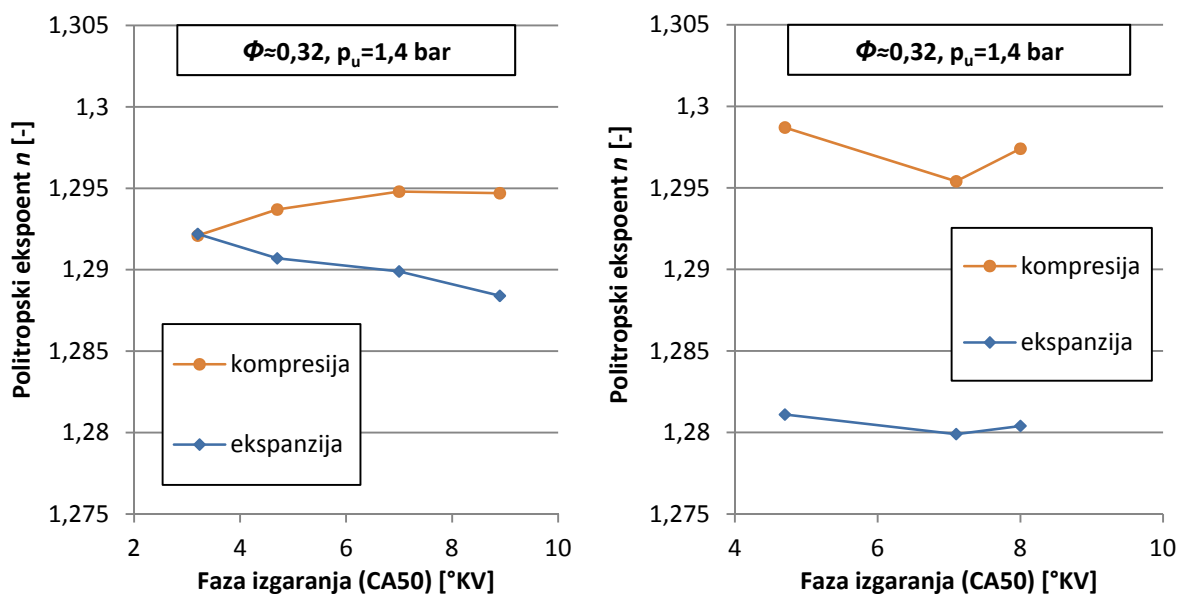


Slika 5.44. Odstupanje politropskih eksponenta kompresije i ekspanzije od izentropskog eksponenta u ovisnosti o faktoru zraka (ϕ) pri fazi izgaranja (CA50) i tlaku usisa (p_u) od:

a) CA50=8.8 °KV, $p_u=1.4$ bar, b) CA50≈10.5 °KV, $p_u=1.8$ bar.

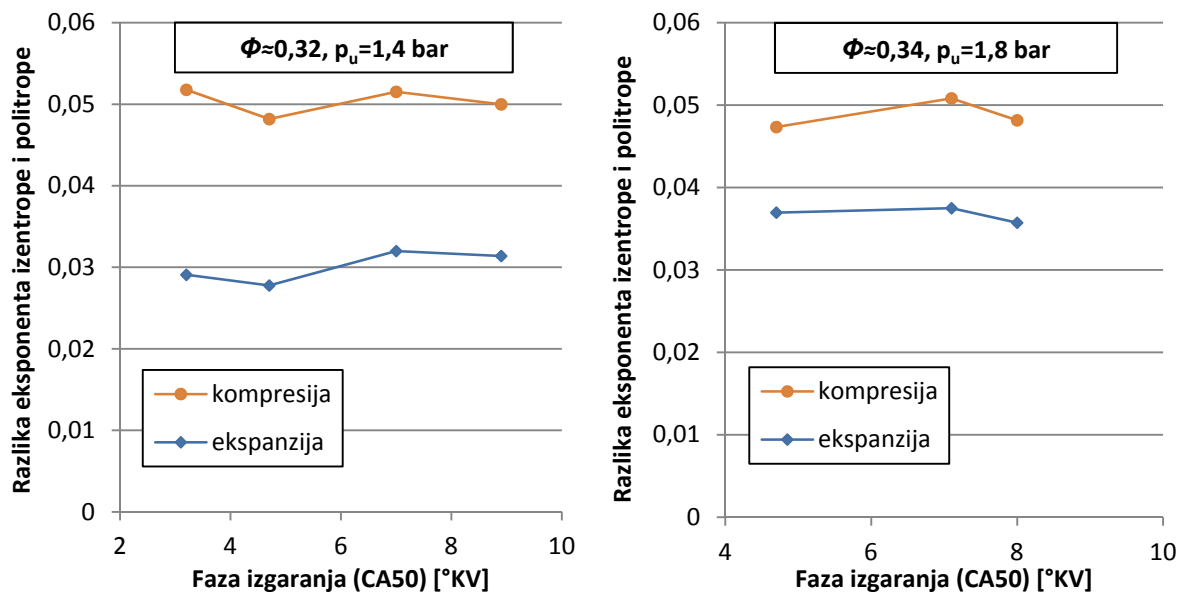
Na slici 5.44 mogu se vidjeti toplinski gubici u odnosu na promjenu faktora zraka. Vidljivo je kako toplinski gubici tokom ekspanzije blago padaju s povećanjem faktora zraka. Toplinski gubici tokom kompresije prvo rastu s povećanjem faktora zraka na srednju vrijednost, dok se pri najvećoj vrijednosti faktora zraka opet smanjuju.

Na slici 5.45 prikazana je promjena politropskih eksponenata kompresije i ekspanzije u ovisnosti o položaju faze izgaranja (CA50) pri konstantnom faktoru zraka (ϕ) i tlaku usisa.



Slika 5.45. Promjena politropskih eksponenata kompresije i ekspanzije u ovisnosti o fazi izgaranja (CA50) pri faktoru zraka (ϕ) i tlaku usisa (p_u) od: a) $\phi \approx 0,32, p_u = 1,4 \text{ bar}$, b) $\phi \approx 0,34, p_u = 1,8 \text{ bar}$.

Na slici 5.45 je vidljivo da promjena položaja faze izgaranja nema značajan utjecaj na promjenu eksponenta politrope kompresije i ekspanzije. Zanimljivo je da je pri tlaku usisa od 1,4 bar i ranom položaju faze izgaranja (3°KV) politropski eksponent ekspanzije veći od eksponenta kompresije. Sa pomicanjem faze izgaranja kasnije eksponent ekspanzije pada, dok eksponent kompresije raste, te on postaje veći od eksponenta ekspanzije. Pri tlaku usisa od 1,8 bar politropski eksponent ekspanzije gotovo se ne mijenja, dok eksponent kompresije vrlo blago pada s pomicanjem faze izgaranja do 7°KV, a nakon toga blago raste s pomicanjem faze izgaranja kasnije. Također se može primijetiti da je razlika politropskih eksponenata kompresije i ekspanzije veća pri većem tlaku usisa.

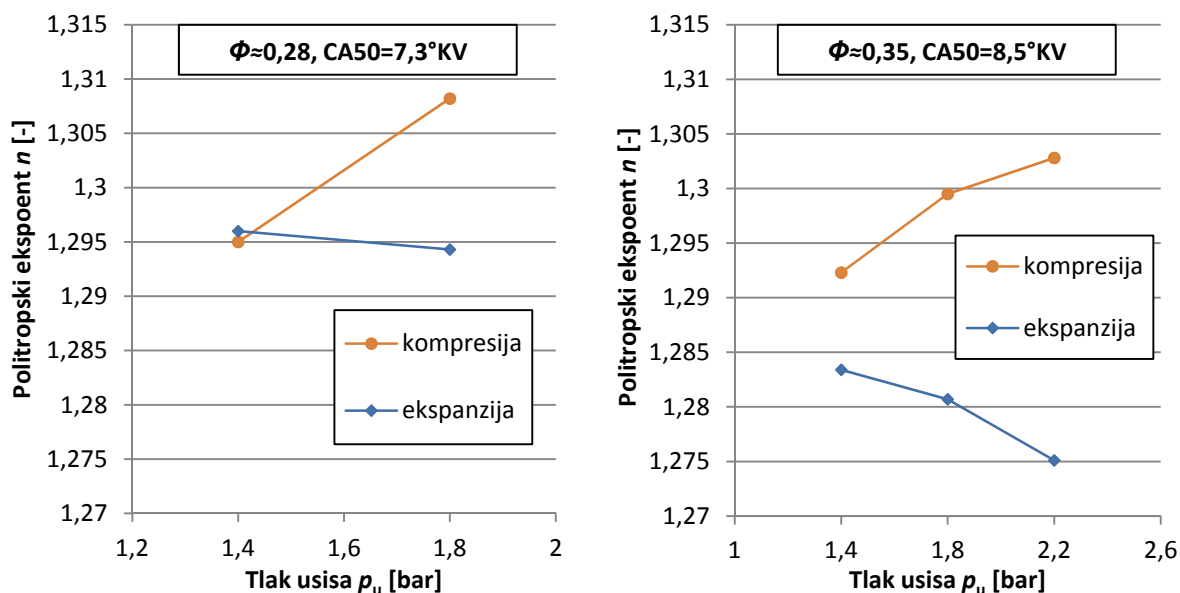


Slika 5.46. Odstupanje politropskih eksponenata kompresije i ekspanzije od izentropskog eksponenta u ovisnosti o fazi izgaranja (CA50) pri faktoru zraka (ϕ) i tlaku usisa (p_u) od:

a) $\phi \approx 0,32, p_u = 1,4 \text{ bar}$, b) $\phi \approx 0,34, p_u = 1,8 \text{ bar}$.

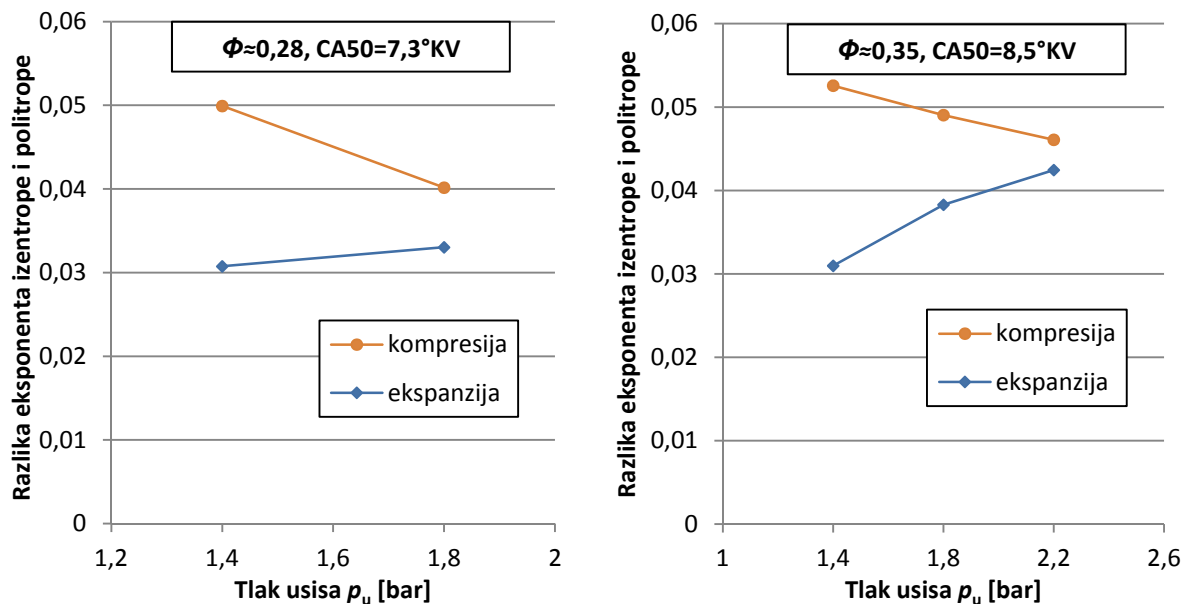
Iz slike 5.46 može se vidjeti da je utjecaj toplinskih gubitaka veći tokom kompresije. S promjenom faze izgaranja toplinski gubici se gotovo ne mijenjaju.

Na slici 5.47 prikazana je promjena politropskih eksponenata kompresije i ekspanzije u ovisnosti o tlaku usisa pri konstantnom faktoru zraka (ϕ) i položaju faze izgaranja (CA50).



Slika 5.47. Promjena politropskih eksponenata kompresije i ekspanzije u ovisnosti o tlaku usisa (p_u) pri faktoru zraka (ϕ) i fazi izgaranja (CA50) od: a) $\phi = 0,28, CA50 = 7,3^\circ \text{KV}$, b) $\phi \approx 0,35, CA50 \approx 8,5^\circ \text{KV}$.

Iz slike 5.47 može se vidjeti da s porastom tlaka u usisu politropski eksponent kompresije raste, a eksponent ekspanzije pada. Zanimljivo je da je pri tlaku usisa od 1,4 bar i faktoru zraka od 0,28 politropski eksponent ekspanzije veći od eksponenta kompresije.



Slika 5.48. Odstupanje politropskih eksponenata kompresije i ekspanzije od izentropskog eksponenta u ovisnosti o tlaku usisa (p_u) pri faktoru zraka (ϕ) i fazi izgaranja (CA50) od:

a) $\phi = 0,28$, $CA50 = 7,3^\circ KV$, b) $\phi \approx 0,35$, $CA50 \approx 8,5^\circ KV$.

Iz slike 5.48 može se vidjeti da s porastom tlaka u usisu toplinski gubitci tokom kompresije padaju, a tokom ekspanzije rastu.

Iz navedenog se može zaključiti da politropski eksponenti kompresije i ekspanzije najviše ovise o faktoru zraka (ϕ). Što je i bilo za pretpostaviti jer se s faktorom zraka mijenja sastav smjese. Zanimljivo je da s porastom tlaka u usisu raste politropski eksponent kompresije, a pada politropski eksponent ekspanzije. Također je zanimljivo da je utjecaj toplinskih gubitaka u svim uvjetima veći tokom kompresije. Na toplinske gubite najviše utječe tlak usisa i faktor zraka, dok faza izgaranja nema utjecaj. Sa porastom tlaka usisa toplinski gubitci ekspanzije rastu, a toplinski gubitci kompresije padaju.

6. ZAKLJUČAK

Cilj ovog rada je analizom rezultata potvrditi prednosti koje pruža HCCI proces, te istražiti ponašanje HCCI motora pri radu s etanolom.

Analiza rezultata pokazala je da je moguć stabilan rad motora u širem području opterećenja. Ostvarenje određenog srednjeg indiciranog tlaka uz stabilan rad moguć je pravilnim odabirom faze izgaranja (CA50), faktora zraka (ϕ) i tlaka usisa (p_u). Pri manjem srednjem indiciranom tlaku potreban je manji tlak usisa, manji faktor zraka i rani položaj faze izgaranja. Ostvarenje većeg srednjeg indiciranog tlaka moguće je povećanjem tlaka usisa ili faktor zraka. Kako bi se s povećanjem srednjeg indiciranog tlaka održao stabilan rad motora, potrebno je pomicati fazu izgaranja prema kasnije. Faza izgaranja pokazala se ključnom za postizanje stabilnosti rada motora. Prerana faza izgaranja rezultira detonantnim izgaranjem, dok prekasna rezultira prevelikom varijacijom srednjeg indiciranog tlaka. Zbog toga je za svaku kombinaciju faktora zraka i tlaka usisa potrebno ostvariti optimalnu fazu izgaranja koja neće rezultirati nestabilnim radom i smanjenim stupnjem djelovanja.

Indicirani stupanj djelovanja motora pokazao se najveći kod ranog položaja faze izgaranja i visokog faktora zraka. Iz toga se može zaključiti da je pri stabilnom radu motora najveći stupanj djelovanja uz granicu detonantnog izgaranja, tj. faza izgaranja je bliže GMT. Zbog toga pri izboru kombinacije tlaka usisa i faktora zraka za ostvarenje određenog srednjeg indiciranog tlaka je bolje odabrati veći faktor zraka i manji tlak usisa jer se na taj način ostvaruje veći stupanj djelovanja. Najveći stupanj djelovanja iznosio je 33% što je dobar rezultat s obzirom da je ispitni motor imao četiri cilindra od kojih je samo jedan radio, a ostali su stvarali toplinske gubitke koji su utjecali na smanjenje stupnja djelovanja.

Kod ispitivanja motor je radio stabilno s faktorom zraka od najviše 0,39. Pri većem faktoru zraka dolazilo je do detonantnog izgaranja s najkasnijom fazom izgaranja od 10 °KV. To upućuje da bi za veći faktor zraka motor trebalo ispitati s kasnijom fazom izgaranja. Rezultati su ukazivali da bi s kasnijom fazom izgaranja došlo do smanjenja intenziteta detonacije bez prevelikog povećanja varijacije tlaka. Povećanje tlaka usisa utjecalo je na smanjenje područja stabilnog rada.

Emisija štetnih ispušnih plinova za sve ispitane točke pokazala se vrlo niska za dušikove okside (NO_x), ali vrlo visoka za neizgorene ugljikovodike (HC) i ugljikov monoksid (CO).

Emisija dušikovih oksida pokazala je tendenciju rasta s povećanjem faktora zraka, ali je svejedno bila daleko ispod propisane Euro V norme. Pad emisije je zabilježen s pomicanjem faze izgaranja kasnije. Značajan porast emisije dušikovih oksida javio se pri temperaturi izgaranja većoj od 1650 K. Emisija ugljikovog monoksida (CO) značajno se smanjila s povećanjem faktora zraka. Pad emisije javio se još s pomicanjem faze izgaranja bliže GMT, dok promjena tlaka usisa nije imala značajan utjecaj. Emisija neizgorenih ugljikovodika (HC) najviše je padala s porastom tlaka usisa, a rasla s pomicanjem faze izgaranja kasnije. Faktor zraka imao je značajan utjecaj na smanjenje neizgorenih ugljikovodika, ali samo do određene granice nakon koje više nije bilo značajne promjene. Za sve ispitane točke emisije ugljikovog monoksida i neizgorenih ugljikovodika bile su dosta iznad propisane Euro V norme. Iako treba uzeti u obzir da su emisije mjerene bez prolaska ispušnih plinova kroz katalizator koji bi značajno smanjio količinu ugljikovog monoksida i neizgorenih ugljikovodika.

Ako se rezultati dobiveni mjerenjem umanje za izračunatu potrebnu snagu kompresora i grijača, tada se potpuno promijene rezultati za srednji indicirani tlak i indicirani stupanj djelovanja. Snaga kompresora značajno raste s porastom potrebnog tlaka u usisu, dok se snaga grijača smanjuje s porastom tlaka jer se zrak zagrije uslijed kompresije. Pri tlaku usisa od 2,2 bar zrak se uslijed kompresije toliko zagrije da ga nije potrebno dogrijavati nego hladiti, što predstavlja određene toplinske gubitke. Zbog toga se pri ispitivanju kao najbolji pokazao tlak usisa od 1,8 bar kod kojeg je uz utjecaj kompresora i grijača ostvarena najveća snaga i najveći stupanj djelovanja. Kod tlaka od 2,2 bar javili su se najveći gubici. Ovisno o tlaku usisa i faktoru zraka snaga potrebna za pogon kompresora i grijača iznosila je od 25 do 50% indicirane snage. Za proračun utjecaja kompresora koristio se mehanički kompresor koji snagu za pogon uzima sa koljenastog vratila. Ukoliko bi se koristio turbo-kompresor, utjecaj potrebne snage kompresora značajno bi se smanjio jer turbo-kompresor ne uzima snagu direktno sa koljenastog vratila već za pogon koristi ispušne plinove.

Izrađene mape rada sadrže stabilne točke rada s najvećim mogućim stupnjem djelovanja. Mape su pokazale da je uz pravilan izbor faktora zraka, faze izgaranja i tlaka usisa moguć stabilan rad motora u širem području opterećenja. Na mapama je primijećeno odstupanje nekih odabranih točaka iz čega se može zaključiti da bi ispitivanje trebalo provesti s većim rasponom faze izgaranja i faktora zraka. Mapa koja uzima u obzir potrebnu snagu kompresora i grijača pokazala je da tlak usisa od 2,2 bar nije dobar za izbor radnih točaka. Pri tlaku usisa od 1,8 bar moguće je ostvariti snagu kao i kod 2,2 bar ali uz veći stupanj djelovanja. Mape su još pokazale da bi za ostvarenje visokog stupnja djelovanja kroz cijeli raspon željene snage

motor morao raditi s visokim faktorom zraka uz kontinuiranu promjenu tlaka usisa tj. snaga bi se regulirala tlakom usisa.

Usporedba očitanih politropskih eksponenata i izračunatih izentropskih eksponenata pokazala je da je utjecaj toplinskih gubitaka veći tokom kompresije. Povećanje tlaka u usisu rezultira smanjenjem toplinskih gubitaka tokom kompresija i povećanjem toplinskih gubitaka tokom ekspanzije. Faktor zraka i faza izgaranja nisu pokazale značajan utjecaj na promjenu odstupanja eksponenata.

Na kraju se može zaključiti da HCCI motor ima veliki potencijal za smanjenje emisije dušikovih oksida i povećanja stupnja djelovanja tj. manje potrošnje goriva. Kontrola samozapaljenja je moguća, iako je potrebno provesti još veliki broj istraživanja kako bi se kontrola u potpunosti usavršila i riješili ostali nedostaci HCCI motora. Daljnja istraživanja omogućit će pronalazak novih i usavršavanje postojećih rješenja, te implementaciju HCCI motora u osobna vozila.

LITERATURA

- [1] Onishi S., Jo S. H., Shoda K., Jo P. D., Kato S.: Active thermo-atmosphere combustion (ATAC) - a new combustion process for internal combustion engines, SAE paper 790501, 1979.
- [2] Noguchi M., et. al.: A Study on Gasoline Engine Combustion by Observation of Intermediate Reactive Products During Combustion, SAE Paper 790840, 1979.
- [3] Najt P. M., Foster D. E.: Compression – Ignited Homogeneous Charge Combustion, SAE Paper 830264, 1983.
- [4] Thring R. H.: Homogeneous Charge Compression – Ignition (HCCI) Engines, SAE Paper 892068, 1989.
- [5] Hultqvist A., "Characterization of the Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion Process", Doctoral Thesis, Department of Heat and Power Engineering, Lund University (2002)
- [6] Christensen M., Johansson B., Amneus P., Mauss F.: Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition, SAE 980787, 1998.
- [7] Christensen M., Johansson B.: The effect of in-cylinder flow and turbulence on HCCI operation, SAE paper 2002-01-2864, 2002.
- [8] Au M., Girard J., Dibble R., Flowers D., Aceves S., Martinez-Frias J., Smith R., Seibel C., Maas U.: 1.9-Liter Four-Cylinder HCCI Engine Operation with Exhaust Gas Recirculation, SAE Paper 2001-01-1894, 2001.
- [9] Zhao H., Li J., Ma T., Ladommatos N.: Performance and Analysis of a Four-Stroke Multi-Cylinder Gasoline Engine with CAI Combustion, SAE 2002-01-0420, 2002.
- [10] Richter M., Engstrom J., Franke A., Alden M., Hultqvist A., Johansson B.: The influence of charge inhomogeneity on the HCCI combustion process, SAE paper 2000-01-2868, 2000.
- [11] Kashdan J. T., Docquier N., Bruneaux G.: Mixture preparation and combustion via LIEF and LIF of combustion radicals in a direct-injection HCCI diesel engine. SAE paper 2004-01-2945; 2004.

- [12] Kozarac D.: Višezonski model izgaranja u HCCI motoru primjenom kemijske kinetike, FSB Zagreb, 2008.
- [13] Joelsson T.: Large Eddy Simulation of Turbulent Reactive Flows Under HCCI Engine Conditions, Lund University, Lund, 2011.
- [14] Zhao H.: HCCI and CAI Engines for the Automotive Industry, CRC Press, Cambridge, 2007.
- [15] <http://www.scidacreview.org/0602/html/combustion.html>
- [16] U. S. Department of Energy: Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Technology, , 2001.
- [17] Yao M.: Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines, Elsevier, 2009
- [18] Haraldsson G., Tunestal P., Johansson B.: HCCI Closed-Loop Combustion Control Using Fast Thermal Managment, Lund Institute of Technology, Lund, 2004.
- [19] Mahalec I., Lulić Z., Kozarac D.: Motori s unutarnjim izgaranjem, FSB Zagreb, 2010.
- [20] Angelos J. P.: Fuel Effects In Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines, Massachusetts Institute Of Technology, 2009.
- [21] Martyr A. J., Plint M. A.: Engine Testing Theory and Practice, Elsevier, 2007, ISBN-13: 978-0-7506-8439-2
- [22] <http://www.ni.com/white-paper/2974/en/#toc2>
- [23] http://www.riteh.uniri.hr/zav_katd_sluz/zvd_teh_term_energ/nas/laboratorijske_vjezbe_%2007/10_kocenje_motora.pdf
- [24] <http://pubs.usgs.gov/twri/twri8a3/>
- [25] <http://www.otpornik.com/elektronika/senzor/digitalni-inkrementalni-enkoder.html/>
- [26] <http://www.eblogbd.com/what-is-thermocouple-and-its-working-principle/>
- [27] Državni zavod za mjeriteljstvo: Vrednovanje mjernih podataka - upute za iskazivanje mjerne nesigurnosti, Zagreb, 2009.
- [28] Pressure Measurment: Principles and Practice
<http://www.sensormag.com/sensors/pressure/pressure-measurement-principles-and-practice-969>

- [29] Tichy J., Erhart J., Kittinger E., Privratska J.: *Fundamentals of Piezoelectric Sensorics*, Springer Heidelberg, 2010, ISBN 978-3-540-68427-5
- [30] Temperature sensors: http://www.electronics-tutorials.ws/io/io_3.html
- [31] <http://www.files.chem.vt.edu/chem-ed/optics/detector/pmt.html>
- [32] Određivanje sastava ispušnih plinova:
http://www.riteh.uniri.hr/zav_katd_sluz/zvd_teh_term_energ/nas/laboratorijske_vjezbe_%2007/9_sastav_dimnih_plinova.pdf
- [33] AVL FLOWSONIX: <https://www.avl.com/flowsonix-air>
- [34] Bolf N.: Mjerenje protoka: http://www.fkit.unizg.hr/_download/repository/MVP_12-13_07_Protok%5B1%5D.pdf
- [35] Hakansson A., *CA50 Estimation on HCCI Engine using Engine Speed Variations*, Lund, 2007.
- [36] Saxena S., Chen J., Dibble R.: *MAXimizing Power Output in an Automotive Scale Multi-Cylinder Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine*, University of California - Berkeley, Berkeley, 2011.
- [37] Saxena S., Schneider S., Aceves S., Dibble R.: *Wet ethanol in HCCI engines with exhaust heat recovery to improve the energy balance of ethanol fuels*, Elsevier, 2012.
- [38] <http://www.mathworks.com/help/signal/ref/sgolay.html>
- [39] Cremers R.: *Beginnings for Cylinder Pressure Based Control*, Eindhoven University of Technology, 2007.
- [40] *Compressor Calculations Rigorous Using Equations of State vs Shortcut Method*:
<http://www.jmcampbell.com/tip-of-the-month/2011/11/compressor-calculations-rigorous-using-equation-of-state-vs-shortcut-method/>
- [41] TVS Supercharger:
http://www.eaton.com/Eaton/ProductsServices/Automotive/AutomotiveAftermarket/Supperchargers/PCT_340164
- [42] Halasz B., Galović A., Boras I.: *Toplinske tablice*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2007.
- [43] Heywood J. B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, 1988, ISBN 0-07-028637-X